

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Konstrukční návrh výtahu

Engineering Design of Lift

Student: Bc. Adam Starošík

Vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Ostrava 2012

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Adam Starošík**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**
Specializace: **70 Zemní, těžební a stavební stroje**
Téma: **Konstrukční návrh výtahu
Engineering Design of Lift**

Zásady pro vypracování:

Proveďte konstrukční návrh výtahu dle výrobních možností zadavatele s ohledem na materiálovou úsporu; proveďte výpočet rozmístění hlavních prvků výtahu dle ČSN EN 81-1; MKP analýzu rámu klece výtahu (uvažujte předpětí šroubových spojů, třecí kontaktní plochy, síť vytvořte ze solid popř. shell prvků).
Parametry výtahu: jmenovitá rychlost $v_{jm} = 1 \text{ m/s}$; jmenovité zrychlení $a_{jm} = 0,7 \text{ m/s}^2$; nosnost $Q = 1600 \text{ kg}$; počet osob: 21; půdorys klece $1400 \times 2400 \text{ mm}$ a světlá výška klece 2160 mm . Bližší specifikace provozních podmínek a parametrů určí zadavatel: Liftmont CZ s.r.o.

Seznam doporučené odborné literatury:

JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.
LEINVERT, J. - ŘASA, J. - VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Praha: Scientia, Praha, 1999. ISBN 80-7183-164-6
KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře - části spojovací*. Ostrava: Ediční středisko VŠB-TUO, Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1290-8
REMTA, F. - KUPKA, L. - DRAŽAN, F. *Jeřáby I. díl*. Praha: Druhé vydání SNTL Praha 1974. 637 st.
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 21.5.2012

..... Adam Škarda

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB – TUO“) má právo nevýdělečné pro ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB – TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:.....

21.5.2012

Adam Starošík

podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Adam Starošík

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Hlavní náměstí 12, Šternberk

Poděkování

Na tomto místě bych chtěl poděkovat Ing. Petru Jedelskému a doc. Ing. Jiřímu Friesovi, Ph.D. za mé vedení při zpracování diplomové práce, rovněž také za poskytnuté informace a čas, který mi věnovali.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

STAROŠTÍK, A. *Konstrukční návrh výtahu : diplomová práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2012, 73 s. Vedoucí práce doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem výtahu se zdvihem 80 m a s nosností 1600 kg. V úvodní části je popsán vývoj vertikální dopravy a její rozdělení. Poté následuje popsání všech hlavní částí elektrického lanového trakčního výtahu. V další části práce je řešen technologický výpočet výtahu a návržení jeho hlavních prvků. Rozsáhlá část je věnována pevnostnímu výpočtu rámu klece, kterou jsem provedl v programu ANSYS Workbench. V poslední kapitole jsem provedl početní výpočet U – profilu horního rámu klece výtahu, který jsem poté opět podrobil zkoušce v programu ANSYS Workbench a následně oba výsledky porovnal. Konstrukční řešení rámu klece výtahu je obsaženo ve výkresové dokumentaci v přílohách této diplomové práce.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

STAROŠTÍK, A. *Engineering Design of Lift : Master Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Design of Machines and Equipment, 2012, 73 p. Thesis head doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

The master thesis deals the design proposal elevator lift 80 masses and with capacity 1600 kg. In the forepart I will follow the development of the vertical transport and its partition. This is followed by presentation of all main parts of electrical rope traction elevator. The next section is solved by calculation the lift and technological design of its main elements. A large part is devoted to calculating the fortification frame cage, which I conducted in ANSYS Workbench. In the last chapter I made a numerical calculation of U – profile of the upper frame of the lift, which I tested once again in ANSYS Workbench and then compare both results. Construction design of the frame cage is included in design documentation in appendices of this master thesis.

Obsah

Obsah.....	7
Seznam použitého značení.....	9
Seznam zkratek	14
1 Úvod.....	15
2 Vertikální přeprava	16
2.1 Historický vývoj vertikální dopravy	16
2.2 Současný stav vertikální přepravy	18
2.3 Budoucnost vertikální přepravy	19
3 Výtahy	22
3.1 Rozdělení výtahů	22
3.2 Výhody a nevýhody jednotlivých typů výtahů	24
3.2.1 Trakční výtah bez strojovny:.....	24
3.2.2 Trakční výtah se strojovnou nahoře:	24
3.2.3 Trakční výtah se strojovnou dole:	25
3.2.4 Hydraulický výtah:.....	25
3.2.5 Pneumatický výtah:	26
4 Elektrické trakční výtahy bez strojovny	27
4.1 Princip elektrických výtahů bez strojovny.....	28
4.2 Hlavní části výtahu	29
4.2.1 Nosné orgány výtahu.....	29
4.2.2 Výtahový stroj:.....	32
4.2.3 Klec výtahu:	35
4.2.4 Vyvažovací závaží:	35
4.2.5 Výtahová šachta s vodítky:	36
4.2.6 Zachycovače:.....	36

4.2.7	Nárazníky:	37
5	Technologické výpočty	38
5.1	Kontrola stanovení počtu osob výtahu.....	38
5.2	Kontrola lan výtahu	39
5.3	Výpočet trakční schopnosti.....	42
5.4	Výpočet a volba pohonu	46
5.5	Volba a kontrola nárazníků klece	48
5.6	Volba a kontrola nárazníku vyvažovacího závaží	49
6	Pevnostní kontrola klece výtahu	51
6.1	Vytvoření sítě rámu klece	53
6.2	Varianta 1 – normální provoz	54
6.3	Varianta 2 – přetržení nosných lan	58
7	Pevnostní výpočet horního rámu	62
7.1	Výpočet působících sil.....	62
7.2	Průběh sil a momentů na nosníku	66
7.3	MKP analýza U – profilu.....	67
	Závěr.....	70
	Seznam použité literatury.....	71
	Seznam příloh	73

Seznam použitého značení

B	šířka zvoleného U - profilu	[mm]
D	průměr hřídele pohonu	[mm]
D_{pk}	průměr převáděcí kladky	[mm]
D_t	průměr třecího kotouče	[mm]
F_{maxk}	maximální zatížení nárazníku klece	[N]
F_{mink}	minimální zatížení nárazníku klece	[N]
F_{maxvz}	maximální zatížení nárazníku protizávaží	[N]
F_{mivz}	zatížení pro mezní stlačení nárazníku protizávaží	[N]
F_{snk}	statická síla působící na nárazník klece	[N]
F_{snvz}	statická síla působící na nárazník vyvažovacího závaží	[N]
F_{min}	minimální síla v lanech	[N]
F_z	zaručená únosnost lana	[N]
F_{skut}	skutečná síla v lanech	[N]
F_{teor}	teoretická síla v jednom laně	[N]
F_{celk}	celková síla působící na rám klece	[N]
F_{celky}	síla působící v ose y	[N]
F_{celkx}	síla působící v ose x	[N]
$F_{\check{c}}$	síla působící na čep	[N]
G	užitečné zatížení pohonu	[kg]
H	výška zvoleného U - profilu	[mm]
H_v	zdvih výtahu	[m]

HB_{\max}	tvrdost oceli	[-]
K_1	empirický koeficient lana	[-]
K_{DOV}	dovolený součinitel bezpečnosti lan	[-]
K_l	součinitel bezpečnosti lan	[-]
K_{\min}	minimální součinitel bezpečnosti lan	[-]
K_p	poměr průměrů třecího kotouče a převáděcí kladky	[-]
L_l	délka lan	[m]
M_k	potřebný krouticí moment	[N.m]
M_{km}	krouticí moment pohonu	[N.m]
M_{omax}	maximální ohybový moment	[N.m]
N_{equiv}	ekvivalentní počet odkláněcích kladek	[-]
$N_{equiv(p)}$	ekvivalentní počet lanových kladek	[-]
$N_{equiv(t)}$	ekvivalentní počet hnacích kotoučů	[-]
N_{pr}	počet kladek se střídavým ohybem	[-]
N_{ps}	počet kladek s ohybem ve stejném smyslu	[-]
N_{pus}	počet uzlů sítě	[-]
N_{pps}	počet prvků sítě	[-]
P	hmotnost klece s příslušenstvím	[kg]
P_p	potřebný výkon pohonu	[kW]
P_{mech}	mechanický výkon	[kW]
Q	nosnost výtahu	[kg]
R_{ay}	reakce v bodě A	[N]

R_{ax}	reakce v bodě A	[N]
R_m	mez pevnosti v tahu	[MPa]
R_r	stupeň lana	[MPa]
R_b	reakce v bodě B	[N]
R_{emin}	minimální hodnota meze kluzu	[MPa]
T_{1Npkd}	síla na straně plné klece při nakládání v dolní poloze	[N]
T_{1Npkn}	síla na straně plné klece při nakládání v horní poloze	[N]
T_{1NZpkd}	síla na straně plné klece při nouzovém zabrzdění	[N]
T_{1VZnN}	síla na straně prázdné klece v horní poloze	[N]
T_{2Npkd}	síla na straně vyvažovacího závaží při nakládání dole	[N]
T_{2Npkn}	síla na straně vyvažovacího závaží při nakládání nahoře	[N]
T_{2NZpkd}	síla na straně vyvažovacího závaží při nouzovém zabrzdění	[N]
T_{2VZnN}	síla na straně vyvažovacího závaží na náraznících	[N]
T_{max}	rozdíl tahů v nejpříznivější poloze	[N]
W_o	modul průřezu v ohybu	[mm ³]
a	jmenovité zrychlení výtahu	[m.s ⁻²]
b	malá šířka zvoleného U - profilu	[mm]
d_l	průměr lana	[mm]
d_{min}	minimální průměr lana	[mm]
e	Eulerovo číslo	[-]
f	součinitel tření mezi lanem a trakčním kotoučem	[-]
g	tíhové zrychlení	[m.s ⁻²]

h	malá šířka zvoleného U - profilu	[mm]
i_k	lanový převod klece	[-]
i_z	lanový převod vyvažovacího závaží	[-]
m	stupeň volnosti tělesa	[-]
m_k	hmotnost nárazníku klece	[kg]
m_z	hmotnost nárazníku protizávaží	[kg]
m_p	hmotnost protizávaží	[kg]
n_l	počet lan	[-]
n_{nk}	počet nárazníků klece	[-]
n_{nvz}	počet nárazníků vyvažovacího závaží	[-]
k_s	statická určitost nosníku	[-]
k_{dov}	bezpečnost	[-]
q_l	metrová hmotnost lana	[kg.m ⁻¹]
r	počet zrušených stupňů volnosti	[-]
v	jmenovitá rychlost výtahu	[m.s ⁻¹]
v_{max}	maximální rychlost pohonu	[m.s ⁻¹]
x_{mk}	mezní stlačení nárazníku klece	[mm]
x_{mvz}	mezní stlačení nárazníků protizávaží	[mm]
x_{p1}	maximální posunutí u varianty 1	[mm]
x_{p2}	maximální posunutí u varianty 2	[mm]
x_{p3}	maximální posunutí zvoleného U - profilu	[mm]
σ	vypočítané napětí zvoleného U - profilu	[MPa]

σ_{dov}	dovolené napět zvoleného U - profilu	[MPa]
σ_{red}	ekvivalentní napětí	[MPa]
σ_1	složka ekvivalentního napětí	[MPa]
σ_2	složka ekvivalentního napětí	[MPa]
σ_3	složka ekvivalentního napětí	[MPa]
σ_{max1}	maximální napětí u varianty 1	[MPa]
σ_{max2}	maximální napětí u varianty 2	[MPa]
σ_{max3}	maximální napětí U - profilu	[MPa]
η_c	celková účinnost	[-]
$\eta_{\text{fr.m.}}$	účinnost frekvenčního měniče	[-]
$\eta_{\text{el. m.}}$	účinnost bezpřevodového motoru	[-]
π	Ludolfovo číslo	[-]

Seznam zkratk

ČR Česká republika

NASA National Aeronautics and Space Administration

1 Úvod

V této diplomové práci se budu zabývat konstrukčním návrhem elektrického lanového trakčního výtahu bez strojovny společnosti Liftmont CZ s.r.o.

V normě ČSN ISO 4190 [6] – 1 je v terminologii uveden pojem osobní výtah jako: „trvale umístěné zvedací zařízení obsluhující určené úrovně nástupišť, mající klec, jejíž rozměry a konstrukce dovolují přístup osob. Osoby a břemena jsou dopravovány v kleci nebo kabině výtahu. Klec je vedena pevnými vodítky, zakotvenými v šachtě výtahu. Vodítka umožňují jediný pohyb klece a to pohyb přímočarý nahoru nebo dolů. Klec je zavěšena na nosných orgánech, které ji spojují s motorickým ústrojím výtahu.“

Pro výpočet elektrického trakčního výtahu je podstatná především norma: ČSN EN 81 – 1+A3[5] – Bezpečnostní předpisy pro konstrukci a montáž – Část 1: Elektrické výtahy. „Tato norma stanovuje bezpečnostní zásady pro konstrukci a instalaci trvale namontovaných nových elektrických trakčních výtahů nebo výtahů s kinematicky vázaným pohonem, které obsluhují určené stanice a mají klec určenou pro dopravu osob, která je zavěšena na lanech nebo řetězech a vedena vodítky, která nejsou odkloněna od svislé roviny o více než 15°.“

Provoz výtahu je přerušovaný, to znamená, že nastupování a vystupování osob probíhá při stojící kabině. Výtahy s nepřetržitým pracovním cyklem (páternostery), u kterých se výstup i nástup děje za provozu, se dnes již nepoužívají a lze se s nimi setkat jen zcela výjimečně.

Do kategorie výtahů se počítají i pohyblivé schody (eskalátory) a chodníky jako zařízení pro vertikální dopravu. Většinou se používají kombinace výtahů a eskalátorů. [29]

2 Vertikální přeprava

2.1 Historický vývoj vertikální dopravy

Důvody, které vedly ke konstrukci výtahů, jsou přirozené. Snaha pro mechanizaci vertikální přepravy se nejprve týkala břemen, později se vertikální přeprava transformovala i na přepravu osob. Překonat zemskou přitažlivost znamená vynaložit značnou fyzickou energii.

První známá zmínka vertikální přepravy sahá až do dob klasického starověku, kde asi v roce 236 př. n. l. řecký učenec Archimédes sestrojil první výtah, který fungoval na principu ručního vrátku a visel na konopném lanu. Jeho výtah měl dokonce i bezpečnostní zařízení, a to kožený nafukovací vak, který sloužil k zmírnění následků případného pádu. Ale můžeme předpokládat, že historie vertikální přepravy sahá ještě dále.

Princip osobního výtahu s protizávažím byl poprvé postaven podle návrhu královského stavitele Valayera pro dvůr francouzského krále Ludvíka XIV. Na přelomu 17. a 18. století. Kabina výtahu měla podél svých tří stěn polštářová sedadla, takže byl označován jako „létající židle“ a spíše než aby plnil funkci výtahu, potvrzoval postavení svého majitele.

Rozvoji pokroku výtahů bránily nejen společenské a hospodářské poměry ale i technické nedostatky, nejvíce pak volba vhodného motoru pro pohon. V 19. Století dochází k rozvoji výtahů poháněných parním strojem. Moderní výtah jako takový, vybavený plošinou vedenou vodítky a bezpečnostním zařízením, které bránilo pádu plošiny při přetržení nosných prvků, se objevil až v roce 1853. Bezpečnostní zařízení tvořily tzv. zachycovače, které brzdili kabinu výtahu o vodítka. Byl to nákladní výtah dle návrhu Elishy Gravesa Otise (obr. 2.1), který výtah poprvé ukázal světu při prezentaci v budově Crystal Palace v New Yorku. První osobní výtah, vybavený zachycovacím ústrojím, byl instalován v obchodním domě E. V. Haughwout Co. v New Yorku, obsluhoval 5 podlaží a pohyboval se rychlostí 0,2 m/s. Tyto výtahy byly poháněny převážně bubnovým pohonem. [30]



Obr. 2.1 – Presentace Elishy Graveese Otise [9]

V 19. století došlo k výstavbě výtahů s hydraulickým pohonem, kde pracovním médiem byla voda. Tyto výtahy mohly být používány pro vyšší zdvih i rychlost než v případě výtahů s bubnovým pohonem. Největším průkopníkem hydraulických výtahů byl francouzský vynálezce Léon Edoux, který v roce 1867 v Paříži vystavoval výtah pro přímý pohon s možností regulace rychlosti. U nás se jeden z prvních hydraulických výtahů dochoval na zámku Konopiště (obr. 2.2), kde byl instalován v roce 1896. [30]



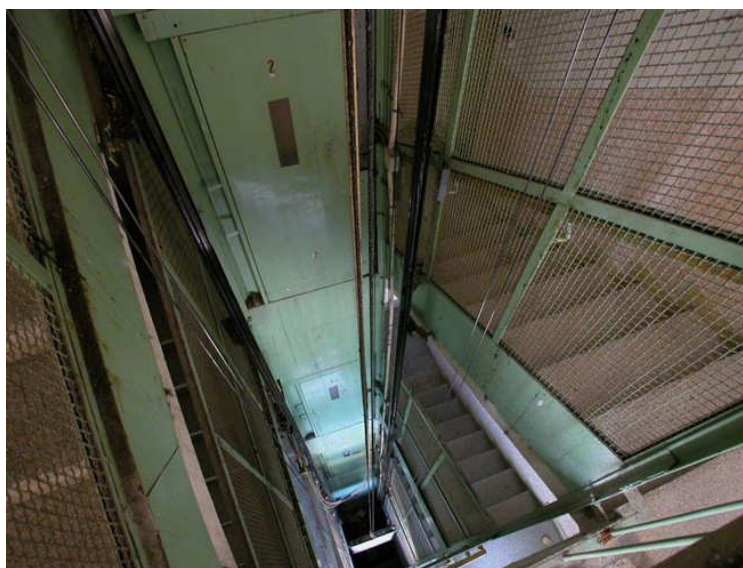
Obr. 2.2 – Výtah na zámku Konopiště [8]

Další změnu v konstrukci výtahů přináší objev elektrické energie. V Mannheimu v roce 1880 vystavuje Werner von Siemens první výtah s elektrickým pohonem.

Od těchto dob se mnohé změnilo, výtahy jsou rychlejší a díky stanovení nové konstrukční normy jsou i mnohem bezpečnější. Díky frekvenčnímu měniči a plynulou regulací dojezdu je jejich ovládání přesnější a dokonalejší.

2.2 Současný stav vertikální přepravy

V dnešní době jezdí v Česku zhruba 110 000 výtahů. Výtahy nainstalovány po roce 1999 je asi 20 000 a můžeme o nich mluvit jako o “bezpečných“. Výtahy instalované před tímto rokem můžeme považovat za více rizikové, jelikož ještě neplatila nová konstrukční norma. Přepokládá se, že je u nás něco okolo 40 000 těchto výtahů (obr. 2.3). Jelikož jejich rekonstrukce by odložila tento problém jen o několik let dopředu, bylo by vhodné je vyměnit za nové a bezpečnější. [29]



Obr. 2.3 – Nevyhovující stav výtahové šachty [13]

Pozitivním faktorem je, že vzniká stále více firem, které se zabývají modernizací a rekonstrukcí výtahů. Zásadní kategorií jsou dnes výtahy bez strojovny, které nepotřebují samostatnou a oddělenou strojovnu výtahu, pohon je umístěn ve výtahové šachtě. Nové výtahy používají řadu ekologických prvků, výtahové pohony bez převodovek nebo snížení energetické náročnosti. Značný pokrok vznikl ve způsobu instalace výtahového zařízení. Montážní práce se stále více provádějí přímo ve výrobních halách a na stavbu se dodávají již zkompleťované celky (kabina s příslušenstvím, výtahový stroj s rámem atd.). Zlepšení

se projevilo i v interiéru kabin a architektonickém řešení okolí šachetních dveří po designové stránce (obr. 2.4). [29]



Obr. 2.4 – Moderní vnější prostor pro výtahy [14]

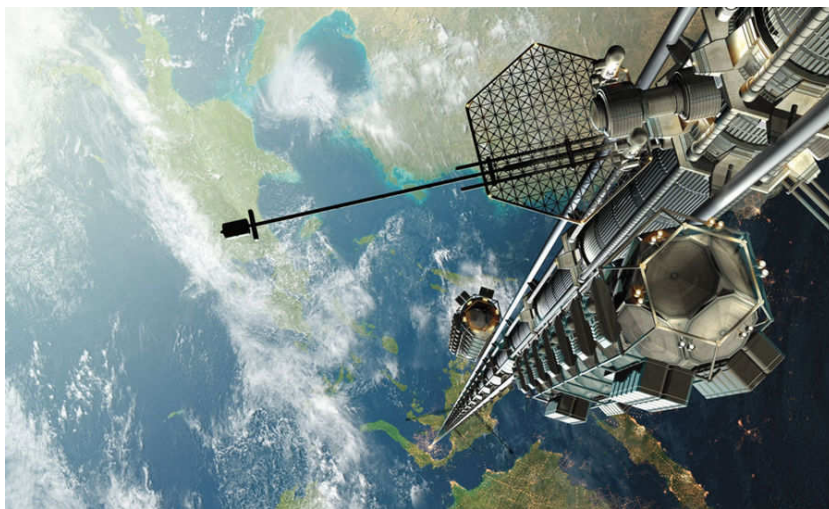
Nejrychlejší výtah na světě je nyní instalován v nejvyšší budově světa. Jedná se o mrakodrap Burdž Chalífa v Dubaji, kde výtah dosahuje rychlosti 18 m/s a byl také zařazen do Guinessovy knihy rekordů. V ČR uvedla do provozu nejrychlejší výtah firma Kone a.s. v roce 2008 v Praze v budově City Tower, kde výtah dosahuje rychlosti 6 m/s. [28]

2.3 Budoucnost vertikální přepravy

Podle nastaveného trendu se dá očekávat, že výtahy se budou čím dál více vyvíjet. Budeme dosahovat vyšších zdvihů a vyšších rychlostí. Manipulace s novými materiály povede ke zvýšení spolehlivosti výtahů, snížení poruchovosti a nákladů na údržbu.

S tímto je spojena myšlenka tzv. „vesmírného výtahu“. Jako první si pohrával s touto myšlenkou ruský génius Konstantin Ciolkovskij, později jeho tezi rozvíjeli další ruští i američtí vědci. Prvním byl v roce 1960 Jurij Arcutanov, který publikoval svůj článek v novinách „Komsomolskaja pravda“ jako nedělní přílohu, článek byl však odbornou veřejností nepovšimnut. Do širšího povědomí odborné i laické veřejnosti koncept vesmírného výtahu uvedl až Američan Jerome Pearson, který nezávisle na předchozích autorech v roce 1975 publikoval studii o výtahu v časopise Acta Astronautica. Později se

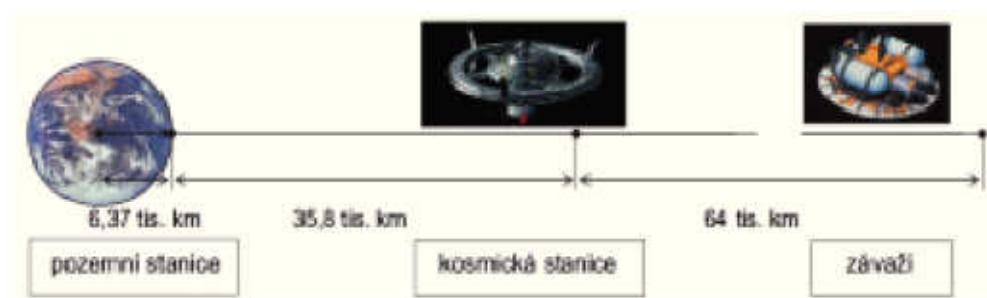
touto myšlenkou velice podrobně zabýval Arthur C. Clarke ve své sci-fi knize Rajské fontány. [27]



Obr. 2.5 – Vesmírný výtah [11]

Fyzikální princip vesmírného výtahu (obr. 2.5) je jednoduchý, avšak zrealizovat tento projekt bude obtížné. Aby se těleso udrželo na oběžné dráze kolem Země, musí mít dostatečnou oběžnou rychlost. Čím výše stoupáte od zemského povrchu, tím slábne její gravitační přitažlivost a potřebná oběžná rychlost je nižší. V určité výšce, která se nazývá geostacionární, oběžná rychlost klesne natolik, že je rovna rychlosti otáčení Země. To by znamenalo, že by se družice, která bude spojena lanem se Zemí, stále pohybovala nad jedním místem na povrchu. [27]

Aby nebyla vesmírná stanice stahována měrnou silou, musí být na opačnou stranu od stanice vytvořena protiváha (obr. 2.6), na jejímž konci bude závaží o potřebné hmotnosti. NASA předpokládá délku lana protizávaží 64 tisíc kilometrů se závažím vážícím 600 tun.

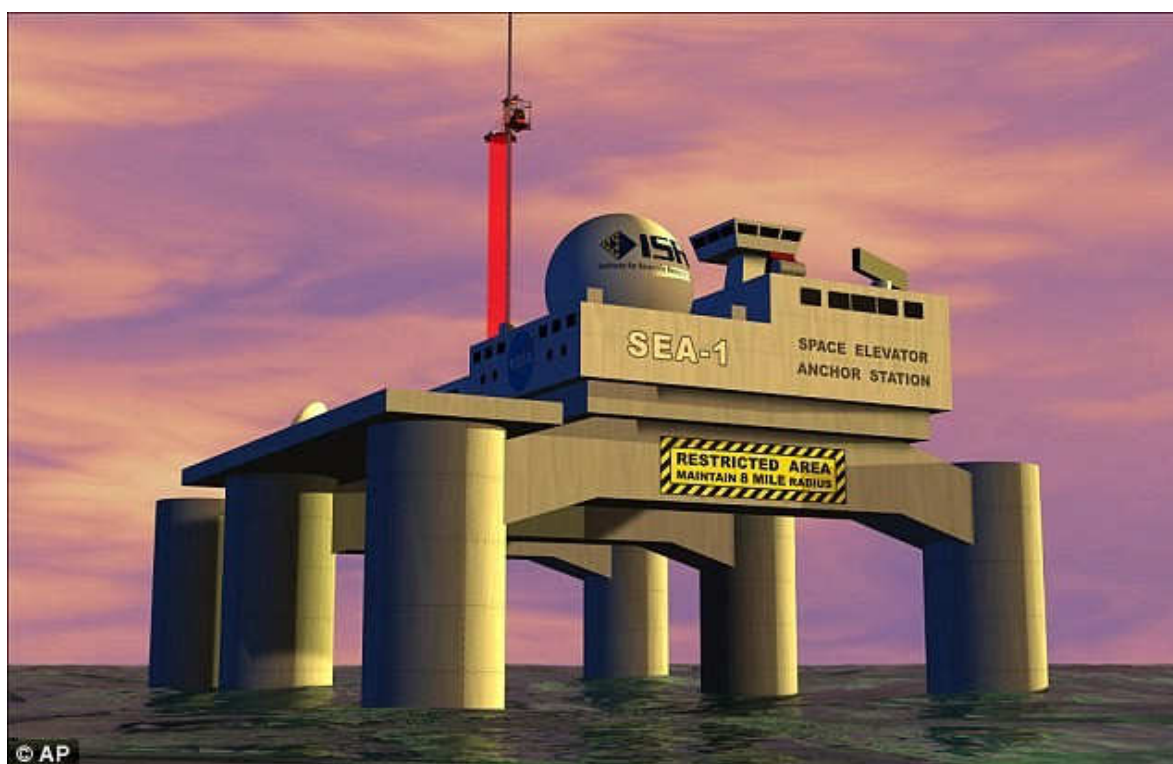


Obr. 2.6 – Rozmístění hlavních prvků vesmírného výtahu [12]

Lano, které bude spojit Zemi s vesmírnou stanicí, bude vyráběno z tzv. uhlíkových nanotrubiček. Tento materiál vznikl díky výzkumu japonského profesora Sumijo Lijimy v roce 1991. Materiál se vyznačuje extrémní pevností v tahu (až 60x pevnější než ocel) a je velmi lehký (jeho hustota je o něco menší než hustota vody).

Pozemní stanice (obr. 2.7) by měla být umístěna v oblasti, kde panují příznivé klimatické podmínky. Největší hrozbou pro tento výtah jsou blesky a možnost kolizního kurzu s hurikánem či jinou přírodní katastrofou. Výtah sám má být poháněn elektrickou energií k němu dopravovanou pomocí laserového paprsku.

Zatímco v dnešní době stojí vynesení jednoho kilogramu do vesmíru asi 200 000 dolarů, s jedním vesmírným výtahem by cena mohla klesnout na 200 dolarů, v případě sestavení více výtahů by tato cena mohla klesnout až na 10 dolarů za kilogram, což by značně urychlilo naši touhu o sestavení stálých stanic na jiných planetách. [27]



Obr. 2.7 – Pozemní stanice vesmírného výtahu [11]

3 Výtahy

3.1 Rozdělení výtahů

Základními parametry pro konstrukci výtahu jsou jmenovitá rychlost a jeho nosnost. Někdy se uvádí i jmenovité zrychlení. Nosnost výtahu je nejvyšší dovolená hmotnost břemene, kterou můžeme výtah zatížit. [2]

a) Podle druhu pohonu:

- Výtahy s elektrickým pohonem
- Výtahy s hydraulickým pohonem
- Výtahy s pneumatickým pohonem

b) Podle normy ČSN ISO 4190-1:

- Třída I – výtahy určené pro dopravu osob
- Třída II – výtahy určené pro dopravu osob i pro dopravování nákladu
- Třída III – výtahy pro zdravotnické účely včetně nemocnic
- Třída IV – výtahy určené především pro dopravu nákladu
- Třída V – malé nákladní výtahy
- Třída VI – výtahy určené pro budovy s intenzivním nákladem

c) Další způsob dělení:

- Bubnové výtahy
- Oběžné výtahy (obr. 3.1)
- Nákladní výtahy se zakázanou dopravou osob
- Stolové výtahy



Obr. 3.1 – Oběžný výtah Páternoster [23]

d) Doplňující parametry, které určují typ výtahu:

- Druh řízení výtahu
- Zdvih a počet stanic
- Umístění výtahu v budově
- Zdvih a počet stanic
- Provedení a ovládání šachetních dveří

Hodnoty nosností a jmenovité rychlosti jsou normalizovány a uvedeny v tabulkách 3.1 a 3.2.

Normalizované hmotnosti [kg]

320	(450)	630	800	1000	1275	1600	1800	2000	2500
-----	-------	-----	-----	------	------	------	------	------	------

tab. 3.1

Normalizované rychlosti [m/s]

0,4	0,63	1,0	1,6	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0
-----	------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

tab. 3.2

3.2 Výhody a nevýhody jednotlivých typů výtahů

3.2.1 Trakční výtah bez strojovny:

U tohoto typu je výtah poháněn trakčním pohonem, který je umístěn většinou ve vrchní části přímo ve výtahové šachtě.

a) Výhody:

- odpadá nutnost strojovny – nižší stavební náklady
- oproti běžným trakčním výtahům je kratší délka lan
- maximální využití rozměrů šachty
- relativně velký zdvih – větší počet stanic

b) Nevýhody:

- horší přístup k pohonu
- šachta musí být dobře odizolovaná
- z důvodu umístění pohonu v šachtě vzniká větší hluk
- nutnost dálkového řízení pohonu
- dražší cena lan u varianty s plochými lany
- nutný dálkově řízený omezovač rychlosti
- nutná instalace vyvažovacího závaží

3.2.2 Trakční výtah se strojovnou nahoře:

Výtah je poháněn trakčním pohonem, který je umístěn nad výtahovou šachtou většinou na střeše budovy, kde se výtah nachází.

a) Výhody:

- nižší hluk oproti výtahům bez strojovny
- dobrý přístup k pohonu při poruše
- maximální využití rozměrů výtahové šachty
- krátká délka lan
- relativně velký zdvih – větší počet stanic

b) Nevýhody:

- přístup na střechu, kde je umístěna strojovna poklopem
- problém s vytažením pohonu na střechu budovy
- nevzhledná strojovna na střeše budovy

3.2.3 Trakční výtah se strojovnou dole:

Výtah je poháněn trakčním pohonem, který je umístěn dole vedle výtahové šachty.

a) Výhody:

- bez nutnosti nezhledné strojovny na střeše budovy
- snadný přístup k pohonu při poruše
- nízký hluk v šachtě

b) Nevýhody:

- použití specifických motorů
- velká délka nosných lan
- použití převáděcích kladek

3.2.4 Hydraulický výtah:

U tohoto výtahu dodává potřebnou sílu pro zvedání elektricky pohánění hydrogenerátor, který dopravuje kapalinu do přímočarého hydromotoru a díky působením tlaku kapaliny je vyvolán pohyb v jednom směru.

a) Výhody:

- odpadá nutnost protizávaží jako u trakčních výtahů
- nemusí mít omezovač rychlosti
- nižší pořizovací náklady jako u trakčních výtahů
- není potřeba oboustranných zachycovačů
- energetický výdej jen při jízdě nahoru
- při výpadku proudu, pomocí ventilů nouzového sjezdu sjede výtah do nejbližší nižší stanice
- větší nosnost než u trakčních pohonů
- tišší chod

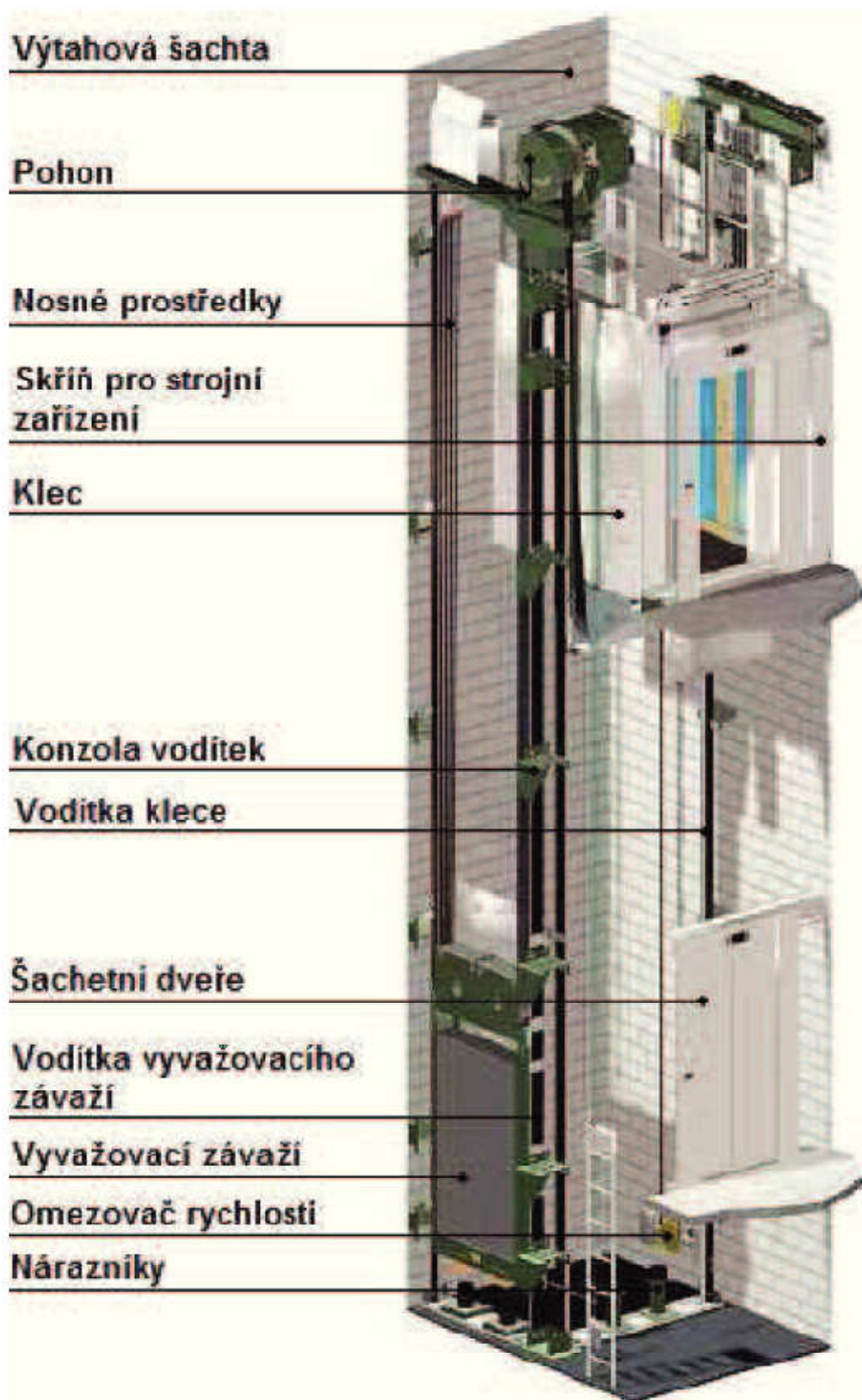
b) Nevýhody:

- menší dopravní rychlosti
- vysoký příkon pohonu
- vyšší náklady na servis – výměna oleje, těsnění
- menší zdvih jak u trakčních motorů

3.2.5 Pneumatický výtah:

Pneumatický výtah se pro omezenou rychlost i zdvih téměř nepoužívá.

4 Elektrické trakční výtahy bez strojovny



Obr. 4.1 – Rozmístění hlavních prvků el. trakčního výtahu [22]

4.1 Princip elektrických výtahů bez strojovny

U tohoto výtahu dodává potřebnou sílu pro zvedání kabiny elektrický pohon, který je opatřen trakčním kotoučem a je umístěn uvnitř výtahové šachty. Přes tento trakční kotouč jsou vedeny nosné prvky výtahu. Na jedné straně trakčního kotouče je ve vodičkách vedena klec výtahu a na druhé straně je vedeno protizávaží. Protizávaží slouží k tomu, aby vyvažovalo celou hmotnost výtahu i s kabinou. Jeho hmotnost zpravidla odpovídá polovině nosnosti výtahu, takže elektrický pohon překonává pouze rozdíl hmotnosti celé soustavy. Protizávaží bývá obvykle umístěno vedle, v některých případech za klecí výtahu a někdy se nevyužívají vůbec. [2]

Moderní elektrické trakční výtahy jsou opatřeny poháněcí jednotkou s frekvenčním řízením (obr. 4.2), takže pohon nemusí být opatřen převodovou skříní a spojkou. Frekvenční měnič umožňuje plynulý rozjezd a zastavení při nízké hlučnosti a splňuje tak požadavky na ideální charakteristiku jízdy. Toto zařízení spolu s dalšími důležitými prvky, jako je rozvaděč nebo hlavní vypínač se umísťují přímo do výtahové šachty nebo do skříně pro strojní zařízení.



Obr. 4.2 – El. trakční výtah bez strojovny [15]

4.2 Hlavní části výtahu

- Nosné orgány – ocelová lana nebo kloubové řetězy
- Výtahový stroj
- Klec výtahu
- Protizávaží
- Výtahová šachta s vodítky
- Zachycovače
- Nárazníky
- Ostatní bezpečnostní prvky – koncové vypínače, závěsový spínač atd.
- Řídicí systém výtahu

4.2.1 Nosné orgány výtahu

Nosné orgány výtahů (obr. 4.3) slouží k zavěšení klece a protizávaží. Nejčastěji se používají lana ocelová, šesti pramenná kruhového průřezu, nebo kloubové řetězy. Kloubové řetězy se používají jen v případě malých rychlostí. V dnešní době jsou velice rozšířena lana plochá, která mají proti klasickým lanům mnoho výhod. Tyto lana mají až 3x větší životnost, o 20 % menší hmotnost, nevyžadují mazání, vyšší ohybnost, lepší třecí vlastnosti, omezují vibrace a hlučnost. [2]



Obr. 4.3 – Nosné orgány výtahu [9]

Z důvodu bezpečnosti se musejí opotřebovaná a poškozená lana včas měnit. Hlavním kritériem pro posouzení, je počet viditelných zlomů drátů na určité délce.

Dle normy ČSN EN 81-1 a ČSN EN 12385-5 musí lana splňovat tyto požadavky:

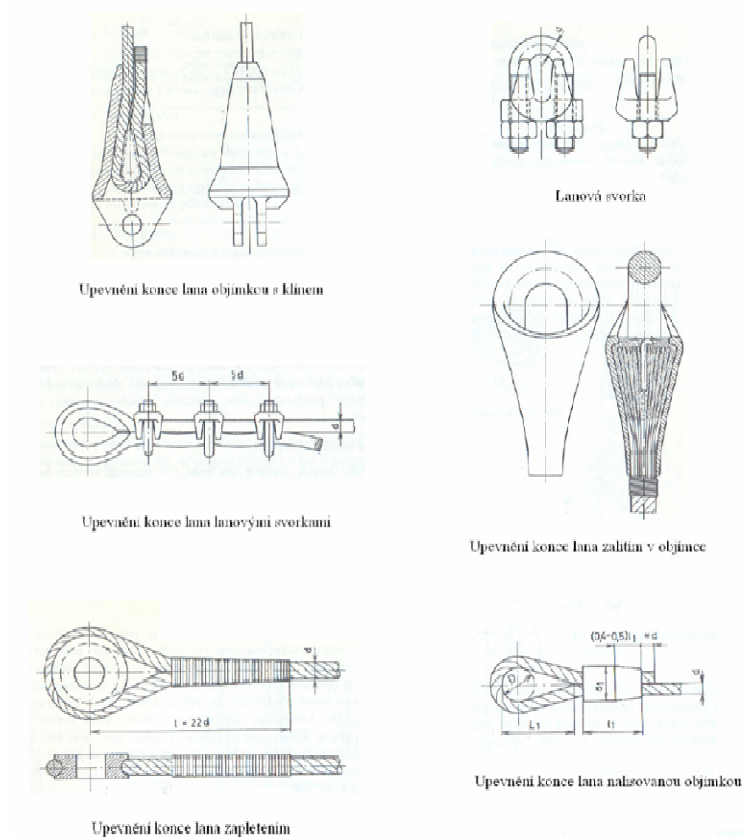
- lana musí být vyrobena z holých drátů
- minimální počet dvou lan o minimálním průměru 8 mm

- jmenovitá pevnost drátů musí být minimálně 1570 MPa, u lan s dráty s dvojí pevností v tahu musí být u vnějších drátů 1370 MPa, u vnitřních 1770 MPa.
- duše lana musí být vláknitá
- součinitel bezpečnosti lan musí být:
 - 12 u výtahů s třecími kotouči s 3 a více lany
 - 16 u výtahů s třecími kotouči se 2 lany
 - 12 u bubnových výtah

Upevnění konců ocelových lan

Upevnění konců nosných lan (obr. 4.4) musí mít nejméně stejnou bezpečnost jako lano. Lano je možno upevnit těmito prostředky:

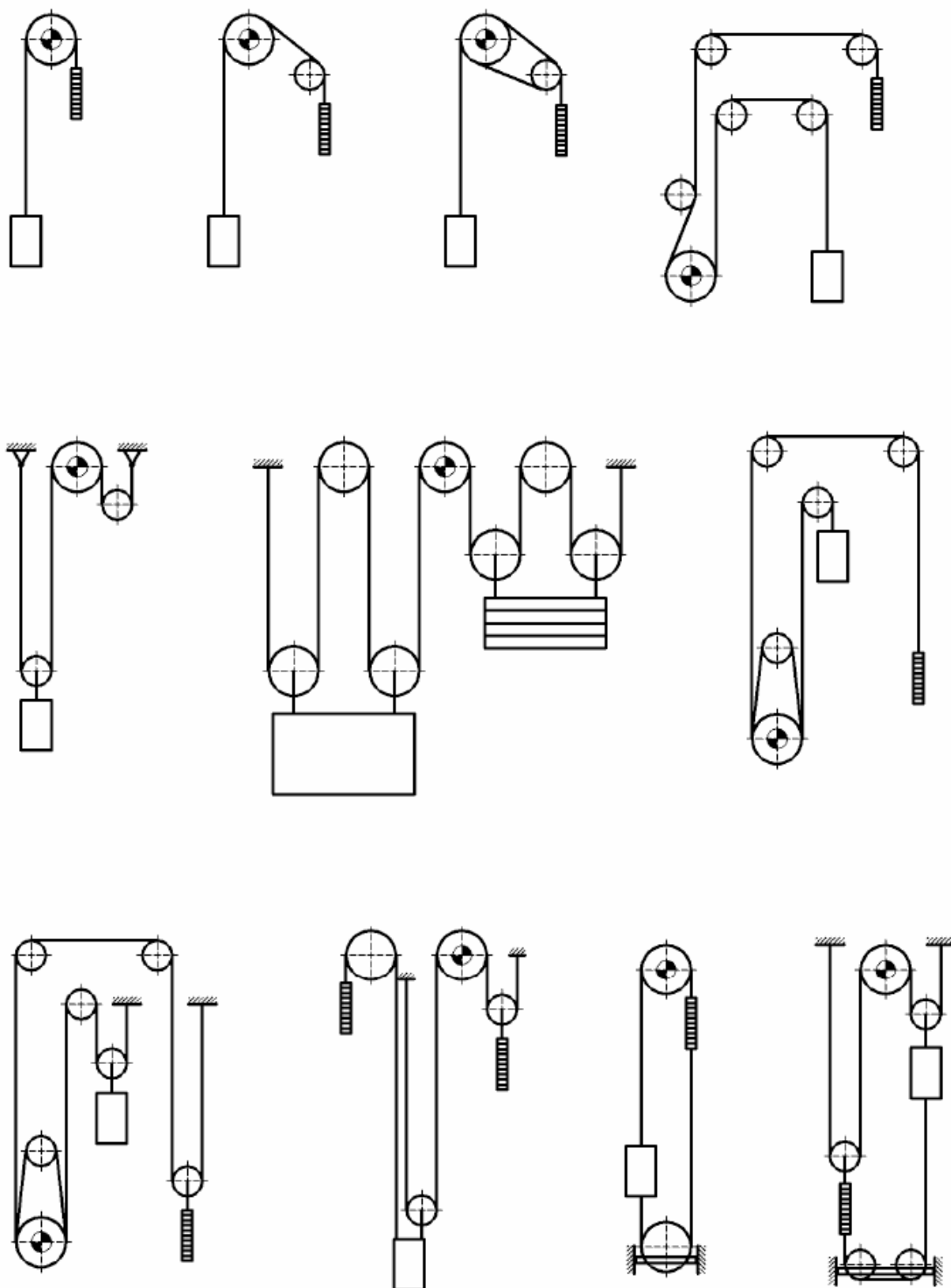
- klínovou objímkou s klínem
- lanovými svorkami
- zalitím rozpletených konců lan do objímky
- odborným zaplétáním konce lana
- nalisovanou objímkou



Obr. 4.4 – Způsoby upevnění konců lan [2]

Způsob lanování

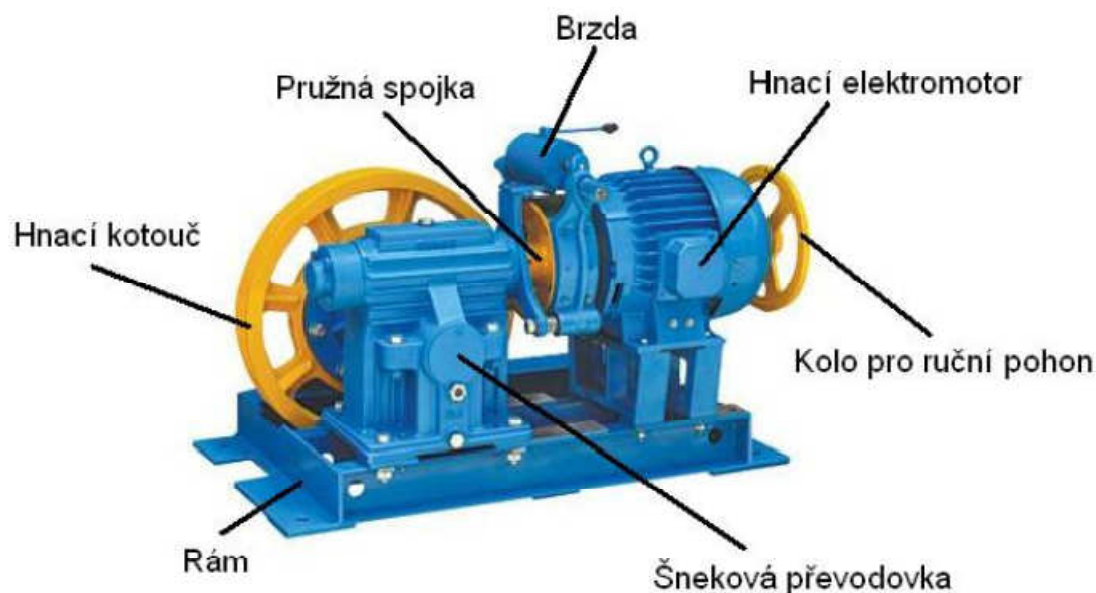
Existuje řada lanových systémů (obr. 4.5) a požití určitého systému závisí na místních podmínkách. Volbě lanového systému je třeba věnovat velkou pozornost, závisí na něm životnost lan.



Obr. 4.5 – Způsoby lanování [2]

4.2.2 Výtahový stroj:

Výtahový stroj je motorickým zdvihacím ústrojím výtahu. Starší výtahové stroje (obr. 4.6) se skládají z elektromotoru, převodového mechanismu, hnacího lanového kotouče, mechanické brzdy, spojky, ložiska, hřídele a rámu výtahového stroje.



Obr. 4.6 – Starý výtahový stroj [21]

V dnešní době se čím dál víc používají malé bezpřevodové stroje (obr. 4.7), které se umisťují vždy do výtahové šachty. Tento motor obsahuje pomaloběžný stejnosměrný motor s cizím buzením, jehož hřídel je totožný s hřídelem hnacího kotouče. Mezi motorem a kotoučem není žádný mechanický převod. Menší otáčky motoru a vyloučení mechanických převodů se projeví menší kinetickou energií rotujících hmot soustavy. Hřídel je vždy uložen ve dvou ložiskách, která musí zachytit výslednou reakci od nosných lan stejně jako vlastní tíhu součástí namontovaných na hřídeli.

Dále tento motor obsahuje frekvenční měnič, který reguluje rychlost elektromotoru. Zařízení umožňuje plynulý rozjezd a zastavení výtahu. Tyto výtahové stroje mají značné výhody, jako jsou:

- úspora stavebních nákladů
- nejméně dvojnásobnou účinnost vůči klasickým výtahovým strojům se šnekovou převodovkou

- plynulé řízení otáček motoru nebo rychlosti klece od nuly až po maximální rychlost výtahu
- výrazné snížení záběrových proudů při rozjezdu nebo brzdění klece
- vysoká přesnost regulace otáček nebo rychlosti pohybu klece
- podstatné snížení hladiny hluku



Obr. 4.7 – Moderní výtahový stroj [18]

Hnací lanový kotouč

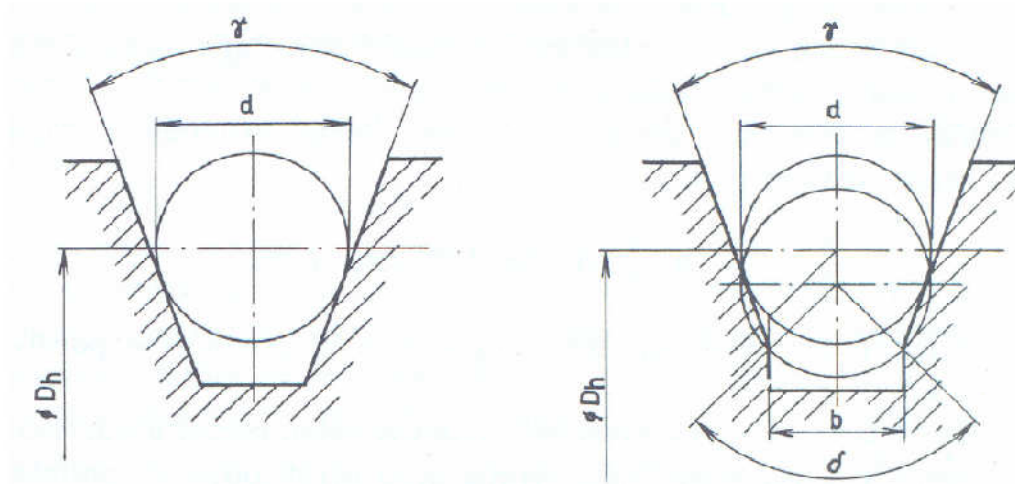
Přenos obvodové hnací síly z lanového kotouče na nosná lana je umožněn výhradně třením. S rostoucím průměrem hnacího kotouče vzrůstá životnost nosných lan. Průměr hnacího kotouče se stanovuje dle průměru nosných lan. Dle normy ČSN EN 81-1 musí být poměr mezi průměrem hnacího kotouče a průměru lana minimálně 40.

$$\frac{D_t}{d} \leq 40 [-] \quad (4.1)$$

Věnc hnacího kotouče je drážkován a provádí se v těchto variantách:

a) Klínová drážka a klínová drážka se zářezem:

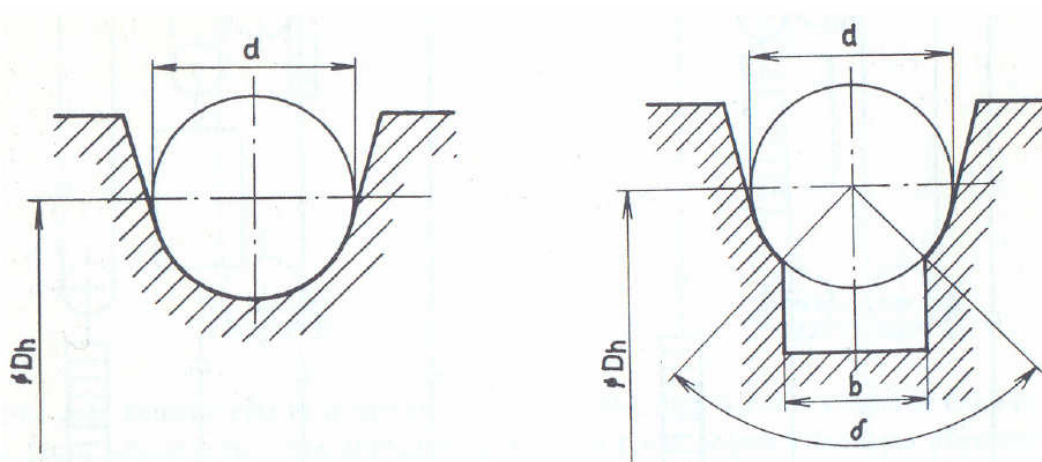
Schopnost přenosu hnací síly vzrůstá se zmenšujícím se úhlem drážky, současně však vzrůstá opotřebení lana a klesá jeho trvanlivost. Úhel drážky proto nesmí být menší než 32° . Proto se úhel drážky obvykle volí mezi $35^\circ - 40^\circ$.



Obr. 4.8 – Klínová drážka [2]

b) Polokruhová drážka a polokruhová drážka se zářezem:

U tohoto provedení je trakční schopnost lanového kotouče výrazně nižší než v předchozím případě. Při vyšších rychlostech se dosahuje větší životnosti nosných lan, menšího měrného tlaku mezi lanem a věncem kotouče a tiššího chodu.



Obr. 4.9 – Polokruhová drážka [2]

4.2.3 Klec výtahu:

Kostra klece výtahu musí je nejčastěji vyrobena z ocelových válcovaných profilů tvaru U a L. Spojení těchto profilů může být rozebíratelné prostřednictvím šroubů nebo nerozebíratelné svařované. Klec musí být vedena po ocelových vodičkách, které jsou kotveny v šachtě tak, aby je nemohla opustit. Klec je ohrazena plnými stěnami vyrobenými z plechů, podlahou a stropem. Podle normy [5] musí být minimální světlá výška klece a vstup do klece minimálně 2 m. Vstupy do klece musí mít plnostěnné dveře, výjimkou jsou nákladní výtahy, nemohou být použity dveře děrované nebo dveře z pletiva. [2]

4.2.4 Protizávaží:

Aby byla vyvozena dostatečná trakční schopnost stroje, nestačí vyvážit pouze hmotnost prázdné klece, ale je třeba provést i vyvážení zhruba 40 – 50% nosnosti výtahu. Z toho však plyne značné riziko, že při poruše na výtahovém stroji, může být prázdná nebo na polovinu zatížená klec převážena a následkem toho narazit nekontrolovatelnou rychlostí do stropu šachty. Vyvažovací zařízení (obr. 4.10) je stejně jako klec vedeno vodičky, která umožňují pohyb jen nahoru a dolů. Může být tvořeno jen z jednoho kusu, nebo častěji z několika navzájem spojených litinových nebo betonových hranolů. [2]

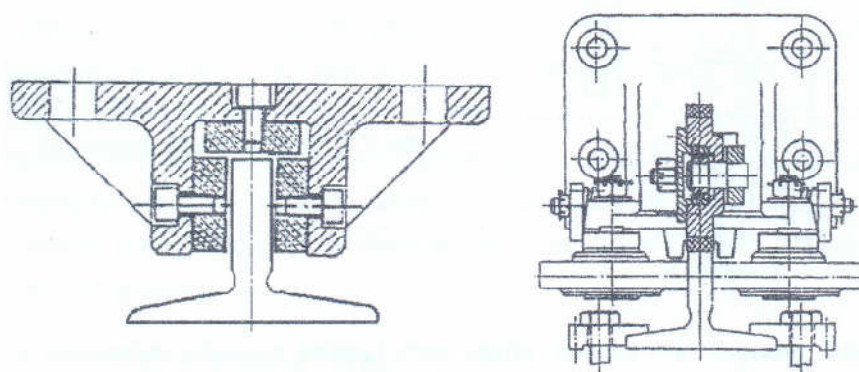


Obr. 4.10 – Ukázka použití vyvažovacího zařízení [19]

4.2.5 Výtahová šachta s vodítky:

Šachta výtahu je prostor, ve kterém se pohybuje klec výtahu a vyvažovacího závaží. Tento prostor je přístupný šachetními dveřmi a dveřmi pro obsluhu.

Klec výtahu i vyvažovacího závaží jsou vedeny ocelovými vodítky (obr. 4.11), kotvenými ve výtahové šachtě. Vodítka slouží k tomu, aby zabránila kývání klece (protizávaží) a musí být dostatečně dlouhá. K vedení výtahu musí sloužit alespoň dvě ocelová vodítka, která se nejčastěji vyrábějí ze speciálních T – profilů. Vedení klece (protizávaží) může být kluzné nebo valivé. [2]



Obr. 4.11 – Způsoby uchycení vodítek klece [4]

4.2.6 Zachycovače:

Zachycovač slouží k zachycení klece, respektive protizávaží při přetržení nosných orgánů nebo při překročení jmenovité rychlosti výtahu. Zachycovacím systémem musí být vybaven každý výtah, do jehož klece mohou vstupovat osoby.

Zachycovače se většinou umísťují pod rámem podlahy klece, aby při zachycení nemohlo dojít k utržení klece od zachycovacího ústrojí. Musí být navrženy tak, aby působily na obě vodítka současně. Dále musí být zachycovače vybaveny omezovačem rychlosti, který musí působit při jízdě kabiny směrem dolů při zvýšení rychlosti o předem stanovenou hodnotu proti hodnotě jmenovité. [2]

Druhy zachycovačů

- samosvorné – klínové, výstředníkové a válečkové (s tlumením, bez tlumení)
- klouzavé – klešťové

Pro výtahy rychlejší než 1 m/s se mohou používat pouze zachycovače klouzavé (obr. 4.12). Střední zpoždění klece zatížené na 100% nosnosti musí být v rozmezí (0,1–2). g.



Obr. 4.12 – Zachycovač výtahu [20]

Omezovač rychlosti

Omezovač rychlosti (obr. 4.13) je zařízení, které při překročení jmenovité rychlosti vypínají pohon výtahu a zvyšují tak bezpečnost. Používají se omezovače:

- kyvadlové
- odstředivé



Obr. 4.13 – Omezovač rychlosti výtahu [12]

4.2.7 Nárazníky:

Nárazníky slouží jako pružná zábránka na konci jízdní dráhy jak u kabiny výtahu, tak i u protizávaží. Druh nárazníků závisí na jmenovité dopravní rychlosti. Do hodnoty 0,7 m/s se mohou použít pevné nárazníky, pro vyšší rychlosti nárazníky pružinové nebo hydraulické. Dělí se na nárazníky:

- akumulující energii – pevné, pružinové
- pohlcující energii - hydraulické

5 Technologické výpočty

V této diplomové práci je řešen osobní elektrický trakční výtah s třecím kotoučem, který přepraví 21 osob. Výpočet [5] se zaměřuje hlavně na volbu lan a výpočet trakční únosnosti výtahu. Zadané parametry výtahu:

- *nosnost: $Q = 1600$ [kg]*
- *jmenovitá rychlost zdvihu: $v = 1$ [m/s]*
- *jmenovité zrychlení: $a = 0,7$ [m/s²]*
- *půdorys klece: 1400×2400 [mm]*
- *světlá výška klece: 2160 [mm]*
- *počet osob: 21 osob [-]*

Další důležité hodnoty potřebné pro výpočet dodala společnost Liftmont CZ s. r. o.

- *lanový převod klece: $i_k = 2$ [-]*
- *lanový převod protizávaží: $i_z = 2$ [-]*
- *hmotnost klece s příslušenstvím: $P = 1300$ [kg]*
- *počet nosných lan výtahu: $n_l = 6$ lan [-]*
- *délka lan výtahu: $L_l = 80$ [m]*
- *zdvih výtahu: $H_v = 20$ [m]*
- *součinitel tření: $f = 0,321$ [-]*

5.1 Kontrola stanovení počtu osob výtahu

Ze vzorce

$$\frac{Q}{75} = \frac{1600}{75} = 21,3 \gg \text{Vyhovuje} \quad (5.1)$$

Z tabulky

Dle normy [5] je minimální užitná plocha v kleci pro 20 osob $3,13 \text{ m}^2$. Při více než 20 osobách se přidává $0,115 \text{ m}^2$ na jednu osobu. Minimální užitná plocha pro 21 osob je dle normy $3,245 \text{ m}^2$. V mém případě jsou rozměry klece $1,4/2,4 \text{ m}^2$, což dává užitnou plochu $3,36 \text{ m}^2$.

Pro nosnost $Q=1600$ kg je dle normy [5] největší přípustná užitná plocha $3,56 \text{ m}^2$ z důvodu možného přetížení při nastoupení většího počtu osob.

Výpočet protizávaží

$$m_p = 0,5 \cdot Q + P = 800 + 1300 = 2100 \text{ [kg]} \quad (5.2)$$

- Volím ocelové závaží o hmotnosti 2100 kg

5.2 Kontrola lan výtahu

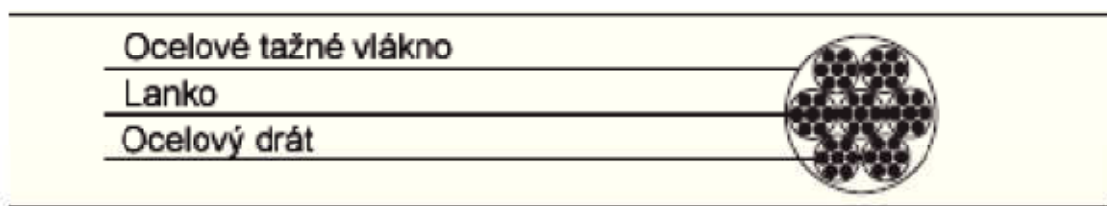
Dovolený součinitel bezpečnosti lan

$K_{\text{Dov}} = 12$ [-] – pro pohon s třecími kotouči se třemi nebo více nosnými lany

Parametry lana

Dle možností firmy Liftmont CZ s. r. o., volím kruhové lano GW PAWO F3 1570 RHO, o průměru 10 mm a počtem drátků 8x19 o těchto parametrech:

- $F_z = 72000 \text{ [N]}$ - zaručená únosnost lana,
- $q_l = 0,385 \text{ [kg/m}^l\text{]}$ - metrová hmotnost lana,
- $R_r = 1570 \text{ [MPa]}$ - stupeň lana
- $K_l = 0,37$ [-] - empirický koeficient lana



Obr. 5.1 – Průřez lanem [24]

Skutečná síla v lanech

$$F_{skut} = (Q + P) \cdot g \text{ [N]} \quad (5.3)$$

$$F_{skut} = (1600 + 1300) \cdot 9,81$$

$$F_{skut} = 28449 \text{ N}$$

Teoretická síla v jednom laně

$$F_{teor} = \frac{k \cdot F_{skut}}{n_p} \text{ [N]} \quad (5.4)$$

$$F_{teor} = \frac{12 \cdot 28449}{6}$$

$$F_{teor} = 56898 \text{ N}$$

Výpočet minimálního průměru lana

$$F_{min} = \frac{K_1 \cdot d^2 \cdot R_r}{1000} \rightarrow d > \sqrt{\frac{1000 \cdot F_{teor}}{K_1 \cdot R_r}} = \sqrt{\frac{1000 \cdot 56898}{0,37 \cdot 1570}} = 9,89 \text{ mm} \quad (5.5)$$

- Volené lano GW PAWO F3 1570 RHO vyhovuje

a) Stanovení součinitele bezpečnosti:

$$K_l = \frac{F_z \cdot n_l}{\frac{g \cdot (P + Q)}{i_k} + n_l \cdot q_l \cdot L_l \cdot g} \text{ [-]} \quad (5.6)$$

$$K_l = \frac{72000 \cdot 6}{\frac{9,81 \cdot (1300 + 1600)}{2} + 6 \cdot 0,385 \cdot 80 \cdot 9,81}$$

$$K_l = 26,93$$

Podmínka:

$$K_l \geq K_{Dov} \quad (5.7)$$

$$26,93 \geq 12 - \text{podmínka vyhovuje}$$

b) Stanovení minimálního součinitele bezpečnosti:

Ekvivalentní počet hnacích kotoučů:

$N_{equiv(t)} = 1 [-]$ - pro polokruhové drážky se zářezem.

Poměr průměrů třecího kotouče a převáděcí kladky

$$K_P = \left(\frac{D_t}{D_{pk}} \right)^4 [-] \quad (5.8)$$

$$K_P = \left(\frac{0,44}{0,4} \right)^4$$

$$K_P = 1,46$$

Ekvivalentní počet lanových kladek

$$N_{equiv(p)} = K_P \cdot (N_{ps} + 4 \cdot N_{pr}) [-] \quad (5.9)$$

$$N_{equiv(p)} = 1,46 \cdot (3 + 4 \cdot 0)$$

$$N_{equiv(p)} = 4,392$$

Ekvivalentní počet odkláněcích kladek

$$N_{equiv} = N_{equiv(t)} + N_{equiv(p)} [-] \quad (5.10)$$

$$N_{equiv} = 1 + 4,392$$

$$N_{equiv} = 5,392$$

Minimální součinitel bezpečnosti lan

$$K_{min} = \left[2,6834 - \frac{\log \left(\frac{695 \cdot 10^6 \cdot N_{equiv}}{\left(\frac{D_t}{d_l} \right)^{8,567}} \right)}{\log \left(77,09 \cdot \left(\frac{D_t}{d_l} \right)^{-2,894} \right)} \right]_{S_f=10} [-] \quad (5.11)$$

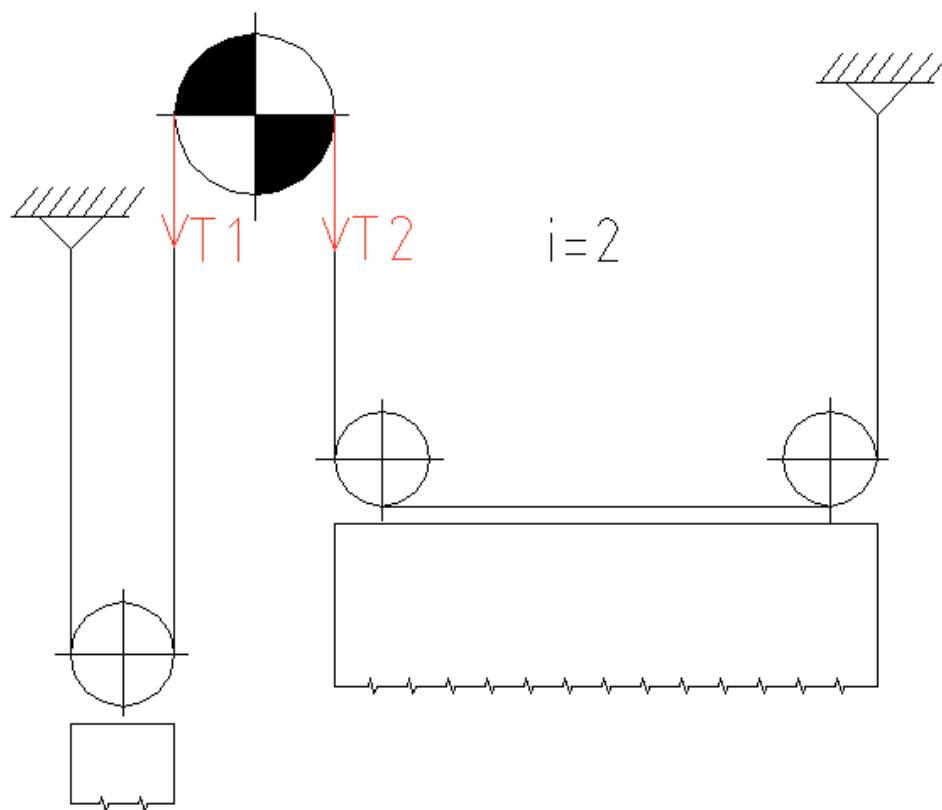
$$K_{min} = \left[\frac{\log \left(\frac{695,85 \cdot 10^6 \cdot 5,392}{\left(\frac{0,44}{0,01} \right)^{8,567}} \right)}{\log \left(77,09 \cdot \left(\frac{0,44}{0,01} \right)^{-2,894} \right)} \right]_{S_f=10}$$

$$K_{min} = 1,112$$

$$\text{Podmínka: } K_{min} \leq K_l \quad (5.12)$$

$$1,113 \leq 27,68 - \text{podmínka vyhovuje}$$

5.3 Výpočet trakční schopnosti



Obr. 5.2 – Zvolený způsob lanování 2: 1

Výpočet trakční schopnosti závisí na volbě způsobu lanování.

Trakční podmínka 1:

Klec musí zůstat stát ve stanici, bez skluzu, je-li zatížena 125% jmenovitého zatížení.

a) Nakládání – plná klec dole:

Síla na straně klece

$$T_{1Npkd} = \frac{g \cdot (1,25 \cdot Q + P + i_k \cdot n_l \cdot q_l \cdot L_l)}{i_k} [N] \quad (5.13)$$

$$T_{1Npkd} = \frac{9,81 \cdot (1,25 \cdot 1600 + 1300 + 2 \cdot 6 \cdot 0,385 \cdot 80)}{2}$$

$$T_{1Npkd} = 17\,999,38\,N$$

Síla na straně vyvažovacího závaží

$$T_{2Npkd} = \frac{g \cdot \left(P + \frac{Q}{2}\right)}{i_z} [N] \quad (5.14)$$

$$T_{2Npkd} = \frac{9,81 \cdot \left(1300 + \frac{1600}{2}\right)}{2}$$

$$T_{2Npkd} = 10300,5\,N$$

Kontrola trakční schopnosti

$$\frac{T_{1Npkd}}{T_{2Npkd}} \leq e^{f \cdot \alpha} [-] \quad (5.15)$$

$$\frac{17999,38}{10300,5} \leq e^{0,321 \cdot \pi}$$

$$1,747 \leq 2,741 - \text{podmínka vyhovuje}$$

b) Nakládání – plná klec nahoře:

Síla na straně klece

$$T_{1Npkn} = \frac{g \cdot (1,25 \cdot Q + P)}{i_k} [N] \quad (5.16)$$

$$T_{1Npkn} = \frac{9,81 \cdot (1,25 \cdot 1600 + 1300)}{2}$$

$$T_{1Npkn} = 16186,5 \text{ N}$$

Síla na straně vyvažovacího závaží

$$T_{2Npkn} = \frac{g \cdot \left(P + \frac{Q}{2} + i_z \cdot n_l \cdot q_l \cdot L_l \right)}{i_z} [N] \quad (5.17)$$

$$T_{2Npkn} = \frac{9,81 \cdot \left(1300 + \frac{1600}{2} + 2 \cdot 6 \cdot 0,385 \cdot 80 \right)}{2}$$

$$T_{2Npkn} = 12113,38 \text{ N}$$

Kontrola trakční schopnosti

$$\frac{T_{1Npkn}}{T_{2Npkn}} \leq e^{f \cdot \alpha} [-] \quad (5.18)$$

$$\frac{16186,5}{12113,38} \leq e^{0,321 \cdot \pi}$$

$$1,336 \leq 2,741 - \text{podmínka vyhovuje}$$

Trakční podmínka 2:

Musí být zajištěno, že nouzové zabrzdění nezpůsobí větší zpomalení prázdné klece nebo klece zatížené jmenovitým zatížením než je zpomalení nárazníkem včetně nárazníku s redukováným zdvihem. Tuto podmínku nebudu kontrolovat v plném rozsahu. Zaměřím se jen na nejméně příznivou variantu a to z toho důvodu, že hodnoty potřebné pro zpomalení se určují ze zkoušek.

Síla na straně klece – nouzové zabrzdění (nejhorší varianta – plná klec, směr dolů)

$$T_{1NZpksd} = \frac{(g + a) \cdot (Q + P + i_k \cdot n_l \cdot q_l \cdot L_l)}{i_k} [N] \quad (5.19)$$

$$T_{1NZpksd} = \frac{(9,81 + 0,7) \cdot (1600 + 1300 + 2 \cdot 6 \cdot 0,385 \cdot 80)}{2}$$

$$T_{1NZpksd} = 17181,75 \text{ N}$$

Síla na straně vyvažovacího zařízení

$$T_{2NZpksd} = \frac{(g - a) \cdot \left(P + \frac{Q}{2}\right)}{i_z} [N] \quad (5.20)$$

$$T_{2NZpksd} = \frac{(9,81 - 0,7) \cdot \left(1300 + \frac{1600}{2}\right)}{2}$$

$$T_{2NZpksd} = 9565,5 \text{ N}$$

Kontrola trakční schopnosti

$$\frac{T_{1NZpksd}}{T_{2NZpksd}} \leq e^{f \cdot \alpha} [-] \quad (5.21)$$

$$\frac{17181,75}{9565,5} \leq e^{0,321 \cdot \pi}$$

$$1,79 \leq 2,741 - \text{podmínka vyhovuje}$$

Trakční podmínka 3:

Klec se nesmí zvedat, sedí-li vyvažovací závaží na nárazníku a výtahový stroj se otáčí směrem pro jízdu nahoru.

Síla na straně klece – prázdná klec (horší varianta)

$$T_{1VZnN} = \frac{g \cdot P}{i_k} [N] \quad (5.22)$$

$$T_{1VZnN} = \frac{9,81 \cdot 1300}{2}$$

$$T_{1VZnN} = 6376,5 [N]$$

Síla na straně vyvažovacího závaží

$$T_{2VZnN} = \frac{g \cdot (i_z \cdot n_l \cdot q_l \cdot L_l)}{i_z} [N] \quad (5.23)$$

$$T_{2VZnN} = \frac{9,81 \cdot (2 \cdot 6 \cdot 0,385 \cdot 80)}{2}$$

$$T_{2VZnN} = 1812,88 [N]$$

Kontrola trakční schopnosti

$$\frac{T_{1VZnN}}{T_{2VZnN}} \geq e^{f \cdot \alpha} [-] \quad (5.24)$$

$$\frac{6376,5}{1812,88} \geq e^{0,321 \cdot \pi}$$

$$3,517 \geq 2,741 - \text{podmínka vyhovuje}$$

5.4 Výpočet a volba pohonu

a) Výpočet potřebného výkonu

Pro výpočet výkonu elektromotoru je třeba počítat s několika účinnostmi.

- $\eta_{el.m.} = 0,82 [-]$ - účinnost bezpřevodového motoru
- $\eta_{fr.m.} = 0,90 [-]$ - účinnost frekvenčního měniče

$$P_p = \frac{P_{mech}}{\eta_c} = \frac{\frac{Q}{2} \cdot g \cdot v}{\eta_{el.m.} \cdot \eta_{fr.m.} \cdot 10^3} [kW] \quad (5.25)$$

$$P_p = \frac{P_{mech}}{\eta_c} = \frac{\frac{1600}{2} \cdot 9,81 \cdot 1}{0,82 \cdot 0,90 \cdot 10^3}$$

$$P_p = 10,63 kW$$

b) Výpočet potřebného krouticího momentu

Rozdíl tahů v nejnepříznivější poloze (plná klec dole)

$$T_{max} = T_{1Npkd} - T_{2Npkd} [N] \quad (5.26)$$

$$T_{max} = 17999,38 - 10300,5$$

$$T_{max} = 7698,88 \text{ N}$$

Krouticí moment

$$M_K = T_{max} \cdot \frac{D_t}{2} [N \cdot m] \quad (5.27)$$

$$M_K = 7698,88 \cdot \frac{0,44}{2}$$

$$M_K = 1693,75 \text{ N} \cdot m$$

Volím pohon s bezpřevodovým asynchronním motorem ZETATOP SM 250.80 C od výrobce Ziehl – Abegg s.r.o. o těchto parametrech:

- *Krouticí moment: $M_{km} = 2100 [N \cdot m]$*
- *Maximální rychlost pohonu: $v_{max} = 3 [m/s]$*
- *Průměr hřídele: $\varnothing D = 520 [mm]$*
- *Užitečné zatížení: $G = 2000 [kg]$ - při lanování 2:1*



Obr. 5.3 – Zvolený bezpřevodový motor ZETATOP [25]

Motor je řízen frekvenčním měničem ZETADYN 3BF od stejného výrobce.



Obr. 5.4 – Zvolený frekvenční měnič ZETADYN [25]

5.5 Volba a kontrola nárazníků klece

Z důvodu velké nosnosti výtahu volím počet nárazníků $n_{nk} = 2$. Volím hydraulický nárazník ADS - 50 – 080 – ST od společnosti WEDDIS o těchto parametrech:

- $F_{mink} = 450 [kg]$ - minimální zatížení,
- $F_{maxk} = 2800 [kg]$ - maximální zatížení,
- $x_{mk} = 80 [mm]$ - mezní stlačení nárazníku,
- $m_k = 12 [kg]$ - hmotnost nárazníku klece.



Obr. 5.5 – Nárazník klece výtahu [26]

Statická síla působící na jeden nárazník

$$F_{snk} = \frac{(P + Q + n_l \cdot q_l \cdot L_l) \cdot g}{n_{nk}} [\text{N}][5] \quad (5.28)$$

$$F_{snk} = \frac{(1300 + 1600 + 6.0,385.80) \cdot 9,81}{2}$$

$$F_{snk} = 15130,94 \text{ N} \rightarrow 1542,4 \text{ kg}$$

Kontrola účinnosti nárazníku

$$F_{mink} \leq F_{snk} \leq F_{maxk} [\text{kg}] \quad (5.29)$$

$$450 \text{ kg} \leq 1542,4 \text{ kg} \leq 2800 \text{ kg} - \text{podmínka vyhovuje}$$

5.6 Volba a kontrola nárazníku vyvažovacího závaží

Počet nárazníků vyvažovacího závaží volím rovněž $n_{nvz} = 2$. Volím pružinový nárazník ADS – 26 – 080 - ST od společnosti WEDISS o těchto parametrech:

- $F_{minvz} = 300 [\text{kg}]$ - minimální zatížení,
- $F_{maxvz} = 1200 [\text{kg}]$ - maximální zatížení,
- $x_{mvz} = 80 [\text{mm}]$ - mezní stlačení nárazníku,
- $m_{vz} = 3,4 [\text{kg}]$ - hmotnost nárazníku vyvažovacího zařízení.



Obr. 5.6 – Nárazník vyvažovacího závaží [26]

Statická síla působící na jeden nárazník

$$F_{snvz} = \frac{\left(P + \frac{Q}{2} + n_l \cdot q_l \cdot L_l\right) \cdot g}{n_{nvz}} [N] [5] \quad (5.30)$$

$$F_{snvz} = \frac{\left(1300 + \frac{1600}{2} + 6.0,385.80\right) \cdot 9,81}{2}$$

$$F_{snvz} = 11206,94 \text{ N} \rightarrow 1142,4 \text{ N}$$

Kontrola účinnosti nárazníku

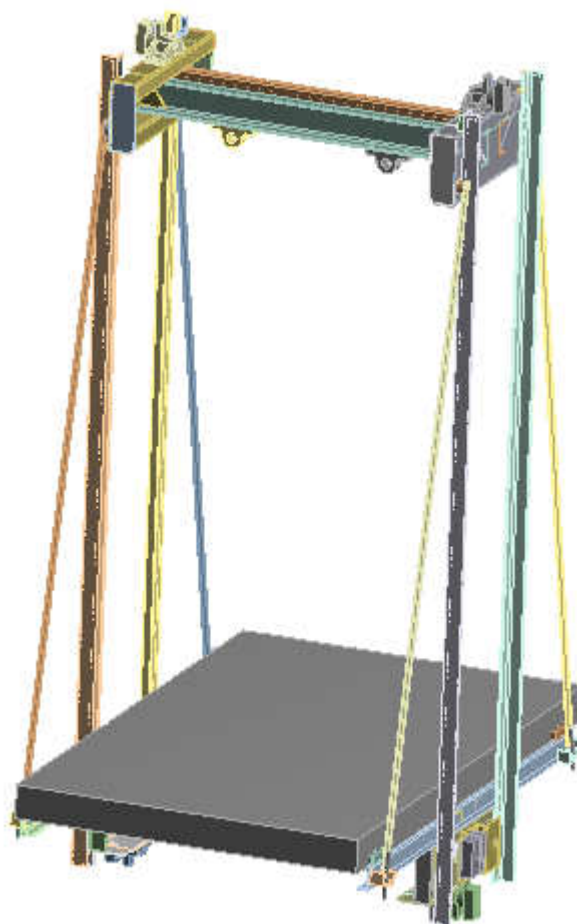
$$F_{minvz} \leq F_{snvz} \leq F_{maxvz} [kg] \quad (5.31)$$

$$300 \text{ kg} \leq 1142,4 \text{ kg} \leq 1200 \text{ kg} - \text{podmínka vyhovuje}$$

6 Pevnostní kontrola klece výtahu

V programu ANSYS Workbench jsem provedl pevnostní analýzu rámu klece elektrického trakčního výtahu bez strojovny firmy Liftmont CZ s.r.o. Na obrázku (6.1) je znázorněn model klece, u které bude provedena pevnostní kontrola.

Zaměřil jsem se na dvě varianty pevnostní kontroly. První varianta se týká normálního provozu, kdy bude výtah plně zatížen zadanou nosností. Druhá varianta bude počítat s možností přetržení nosných lan, kdy vejdou do provozu zachycovače výtahu. Kvůli bezpečnosti provozu budu u této varianty počítat s dvakrát větší nosností než u prvního případu.



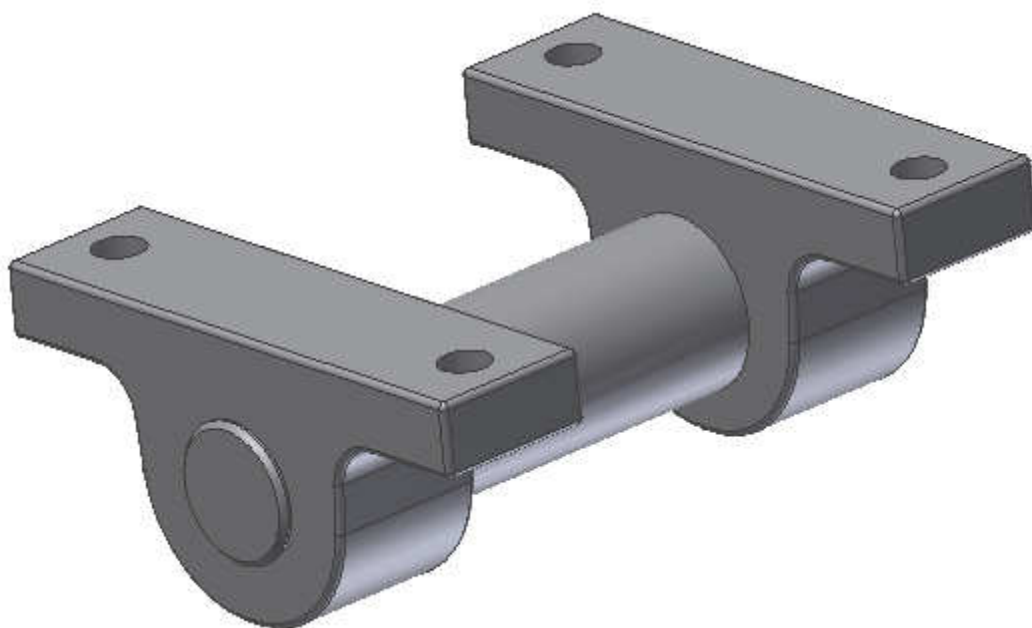
Obr. 6.1 – Rám klece výtahu

Materiál použitý na rám klece je normalizačně žíhaná konstrukční ocel třídy 11 373. Tento materiál jsem použil z důvodu dobré svařitelnosti a může být namáhán jak statickou tak i dynamickou silou. Vyznačuje se těmito mechanickými vlastnostmi:

- $R_m = 340 - 440 \text{ [MPa]}$ - mez pevnosti v tahu,
- $R_{emin} = 186 \text{ [MPa]}$ - minimální hodnota meze kluzu,
- $HB_{max} = 225 \text{ [-]}$ - tvrdost oceli.

Materiál 11 373 je použit pro všechny součásti rámu klece s výjimkou čepů kladek, kde se předpokládá největší namáhání, jsem použil materiál 11 500 z důvodů větší pevnosti materiálu:

- $R_m = 470 - 610 \text{ [MPa]}$
- $R_{emin} = 245 \text{ [MPa]}$
- $HB_{max} = 268 \text{ [-]}$



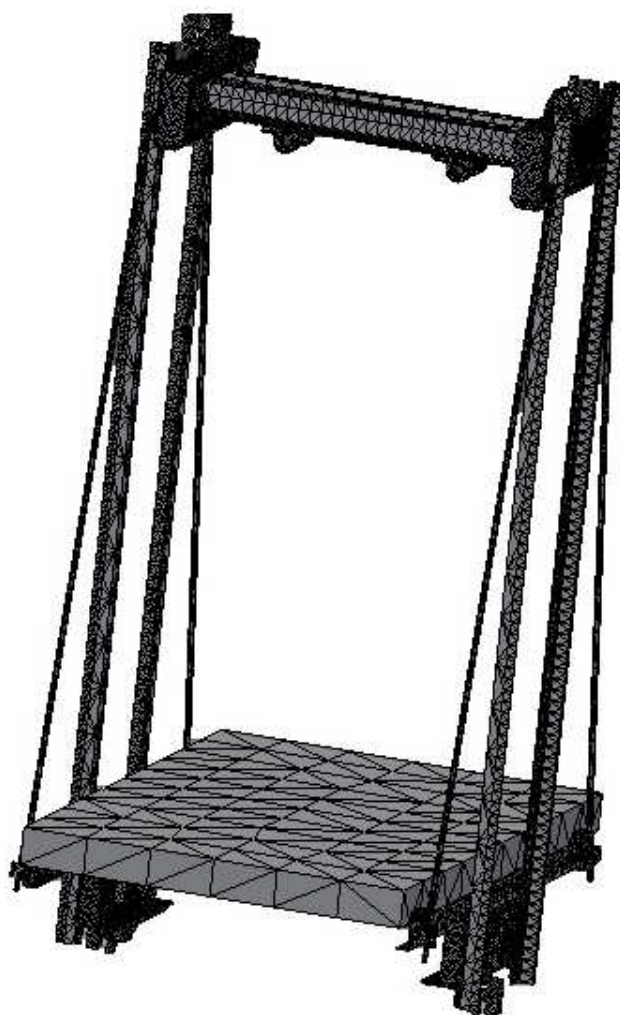
Obr. 6.2 – Uložení čepů kladek

Čepy kladek jsou nalisovány z obou stran do čepových objímek, které jsou spojeny šrouby k hornímu rámu klece.

6.1 Vytvoření sítě rámu klece

Pro výpočet pevnostní analýzy je potřeba vytvořit síť. Vytvořil jsem síť o těchto parametrech:

- *Počet uzlů sítě:* $N_{pus} = 472090$ [-]
- *Počet prvků sítě:* $N_{pps} = 259931$ [-]



Obr. 6.3 – Vytvořená síť pro pevnostní kontrolu

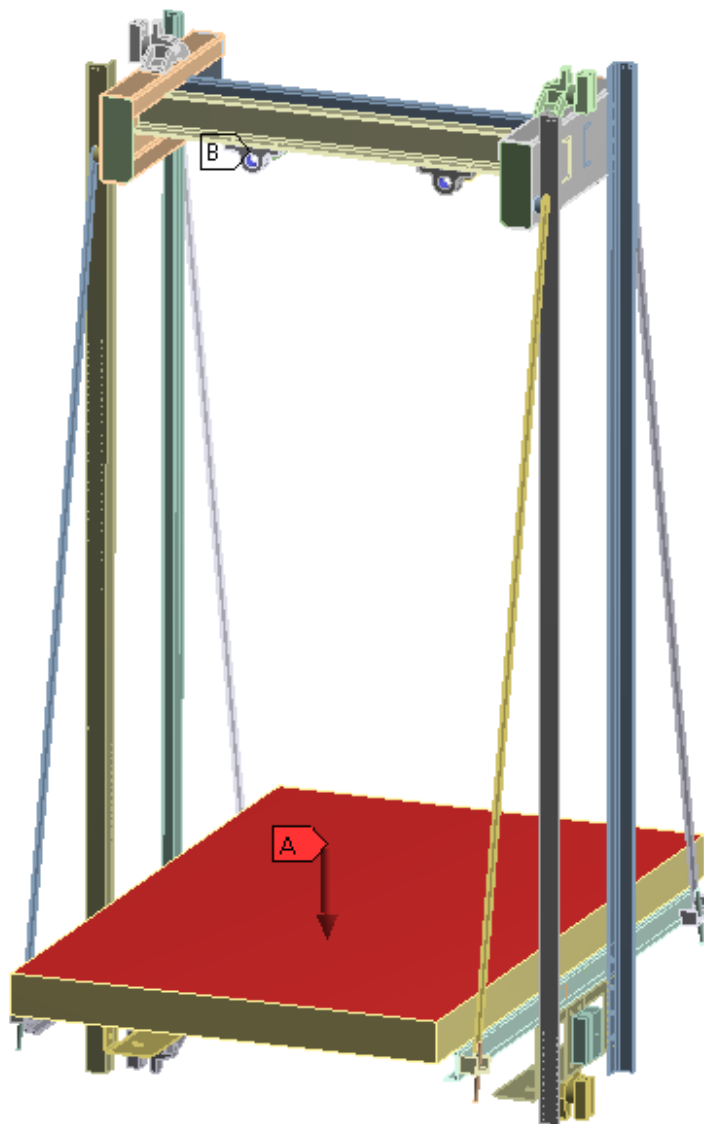
6.2 Varianta 1 – normální provoz

Při normálním provozu je maximální možné zatížení výtahu $Q = 1600$ kg. Podle normy ČSN 81-1 se uvažuje, že síla bude působit v 1/4 plochy podlahy. V místech, kde se nachází čepy pro kladky (B), jsem umístil pevné vazby, čímž jsem odebral všechny stupně volnosti (obr. 6.4).

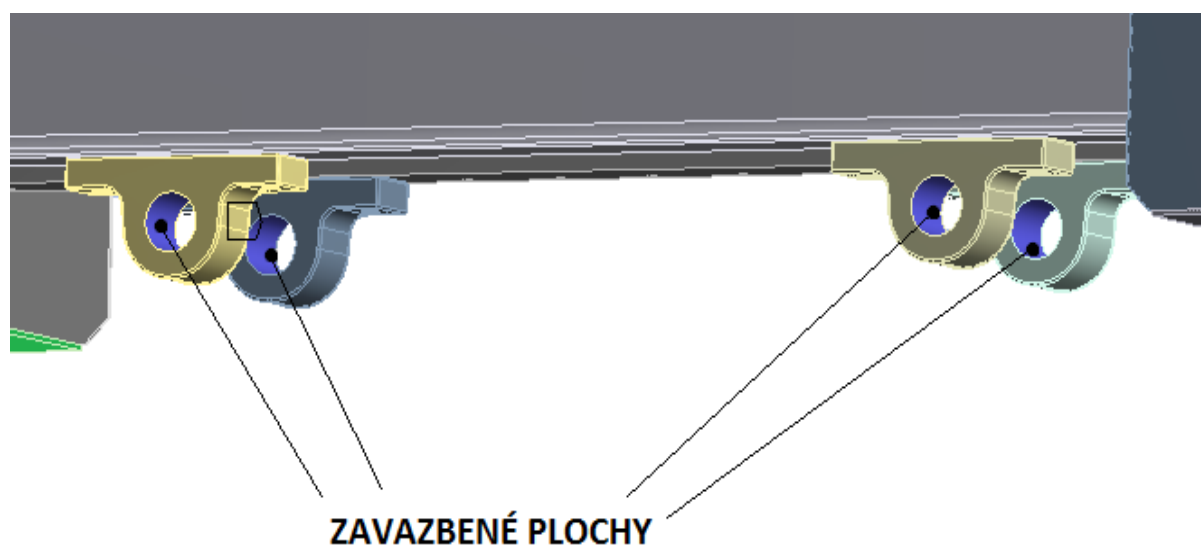
Static Structural

Time: 1, s
14.5.2012 22:41

A Force: 15696 N
B Fixed Support



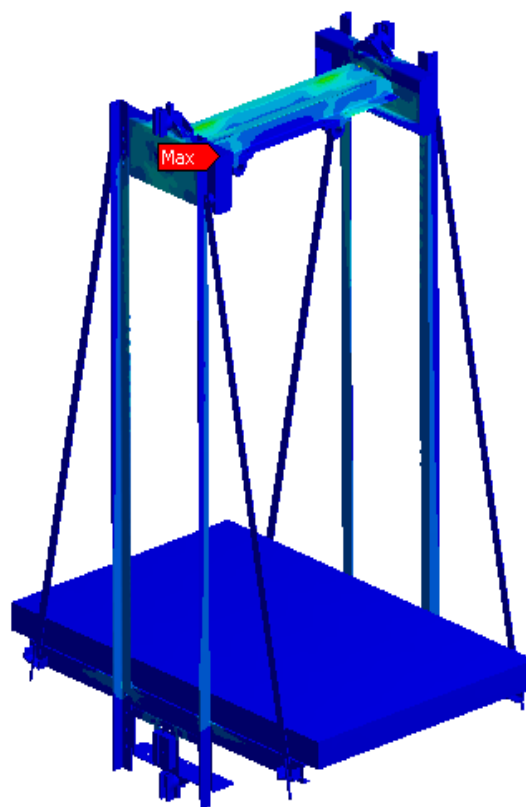
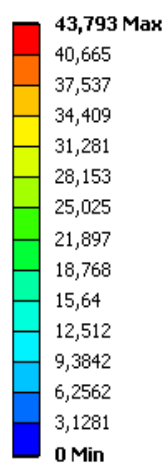
Obr. 6.4 – Okrajové podmínky varianty 1



Obr. 6.5 – Ukázka vložení pevné vazby u varianty 1

Výsledky:

A: Model, Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 9.5.2012 11:49



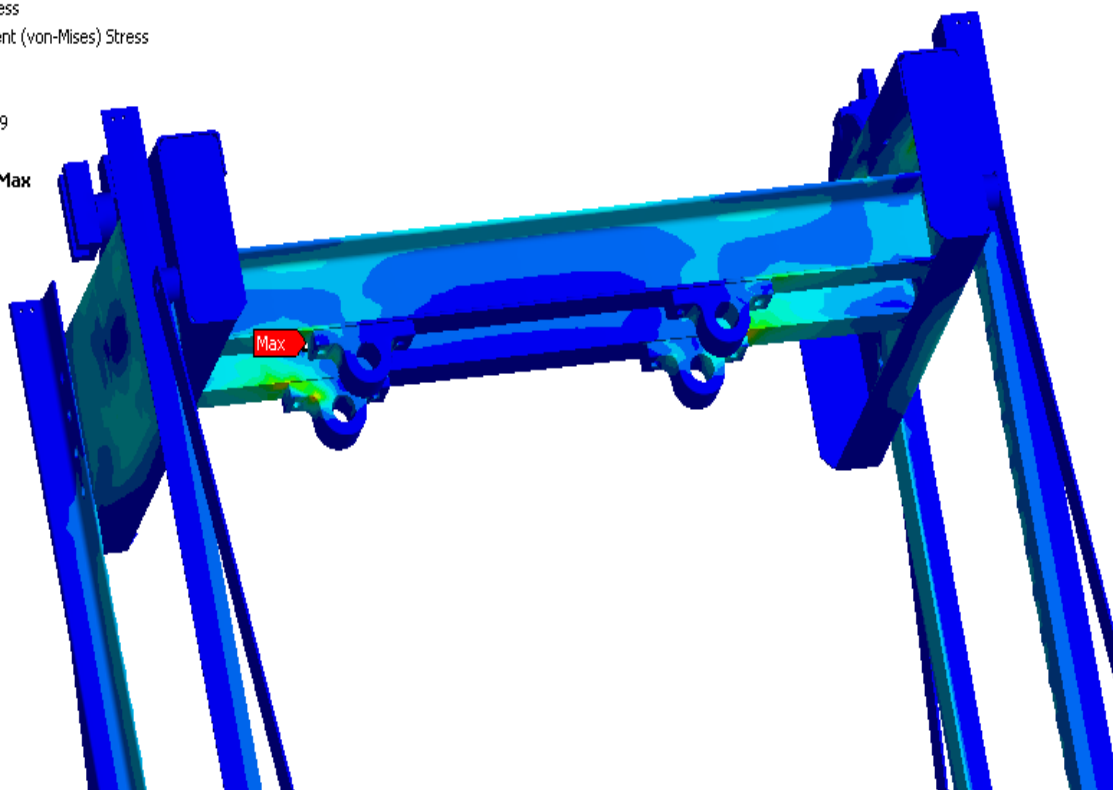
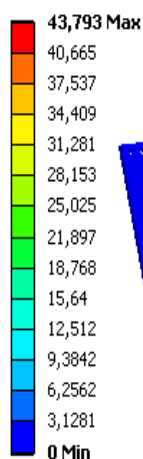
Obr. 6.6 – Výpočet dle metody Von – Mises

Na obrázku 6.6 můžeme vidět výsledek statické analýzy, která byla spočítána hypotézou Von – Mises. Tato hypotéza vyjádří všechna trojrozměrná napětí pomocí shrnutí do jednoho ekvivalentního napětí.

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad (6.1)$$

Pomocí barevných kontur jsou zobrazena napětí vypočítaná pro daný rám. Maximální napětí $\sigma_{max1} = 43,793$ MPa se u této varianty nachází v horní části rámu, kde jsou uchyceny kladky výtahu.

A: Model, Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 9.5.2012 11:49



Obr. 6.7 - Detail nejvíce namáhaného místa

Druhý výpočet se vztahuje ke zjištění největšího možného posunutí rámu výtahu. V tomto případě došlo k největšímu posunutí v dolní části rámu, v místech, kde se nachází boční výstuhy. Při největším možném zatížení výtahu se rám v tomto místě posune o $x_{p1} = 2,4142$ mm.

A: Model, Static Structural

Total Deformation 2

Type: Total Deformation

Unit: mm

Time: 1

9.5.2012 11:52

2,4142 Max

2,2418

2,0693

1,8969

1,7244

1,552

1,3795

1,2071

1,0347

0,86222

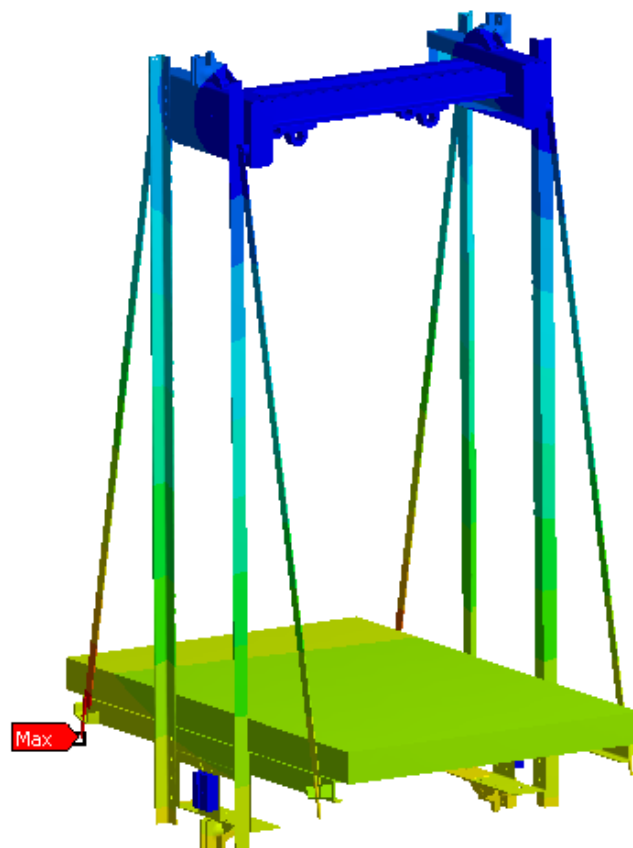
0,68977

0,51733

0,34489

0,17244

0 Min



Obr. 6.8 – Posunutí rámu klece u varianty 1

6.3 Varianta 2 – přetržení nosných lan

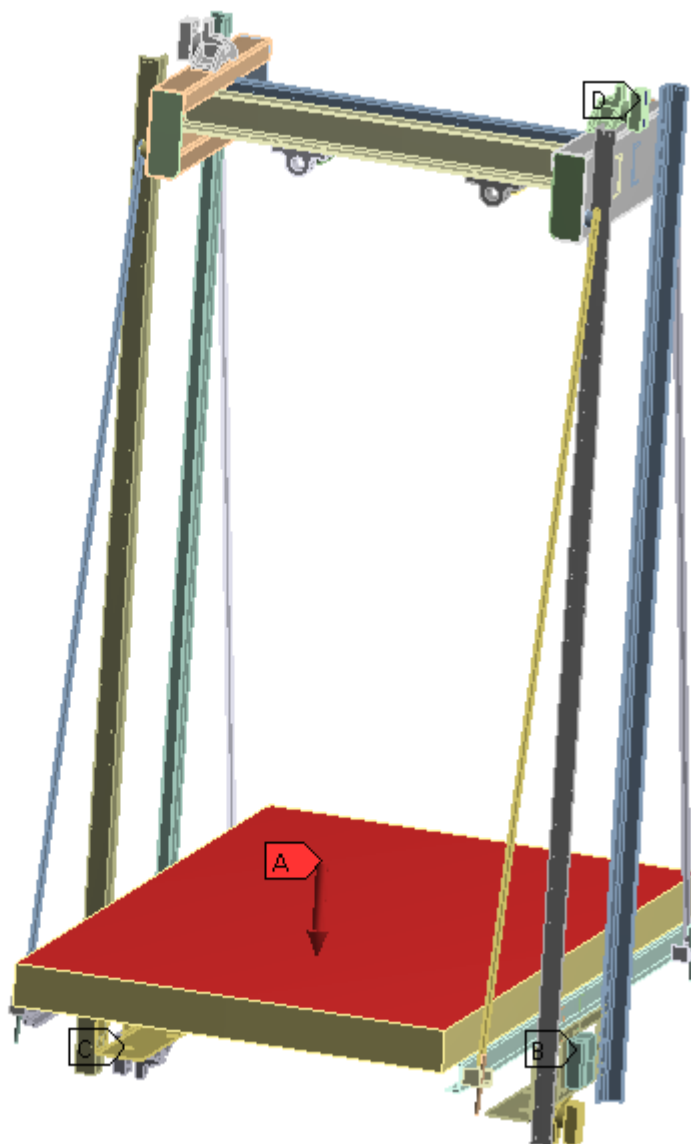
Druhá varianta simuluje nejhorší možnou situaci, a to přetržení nosných lan. V momentě, kdy se přetrhnou nosná lana dojde k zachycení rámu klece o vodička pomocí zachycovačů, které začnou výtah nouzově brzdit. Síla bude působit opět v 1/4 plochy podlahy ale s tím rozdílem, že nyní budu uvažovat s nosností výtahu $Q = 3200 \text{ kg}$ z důvodu bezpečnosti.

Static Structural

Time: 1, s

14.5.2012 22:48

- A** Force: 32343 N
- B** Fixed Support
- C** Frictionless Support
- D** Frictionless Support 2



Obr. 6.9 – Okrajové podmínky varianty 2

Na ploše zachycovače (B), který je po obou stranách rámu klece výtahu, jsem vytvořil pevnou vazbu (obr. 6.9), zatímco na ploše vodiček (C, D), které umožňují výtahu jen pohyb nahoru a dolů, jsem vytvořil vazbu kluznou

Static Structural

Time: 1, s

14.5.2012 22:48

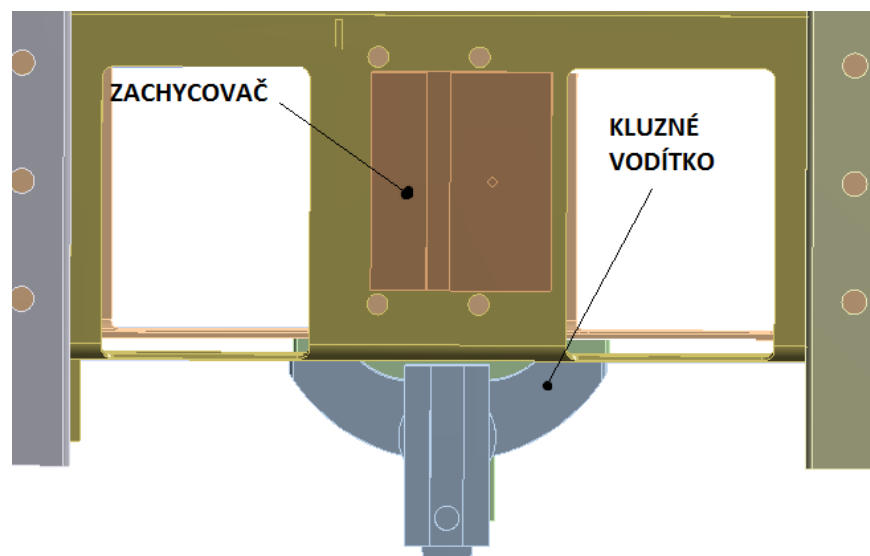
- A Force: 32343 N
- B Fixed Support
- C Frictionless Support
- D Frictionless Support 2

**Pevná
vazba**

**Kluzná
vazba**



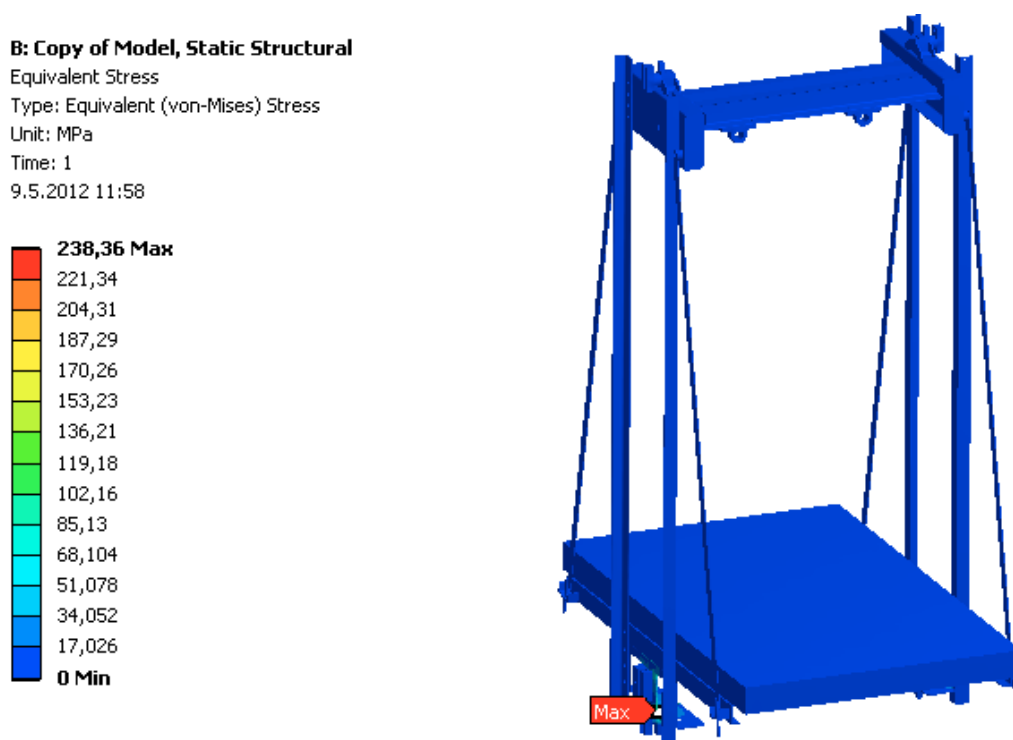
Obr. 6.10 – Pevná a kluzná vazba u varianty 2



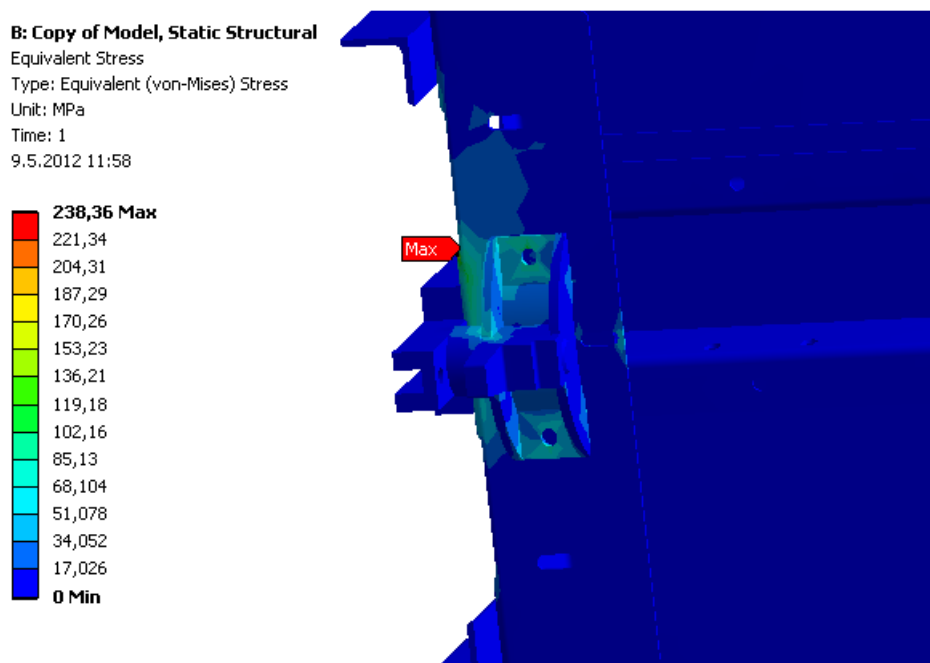
Obr. 6.11 – Zachycovač a kluzné vodítko

Výsledky:

U varianty, kdy dojde k přetržení nosných lan, bylo vypočítáno největší napětí v dolní části klece, v oblasti zachycovacího zařízení. Hodnota napětí $\sigma_{\max 2} = 238,36 \text{ MPa}$ je příliš vysoká, v tomto místě můžeme uvažovat o přidání případných podpěr.

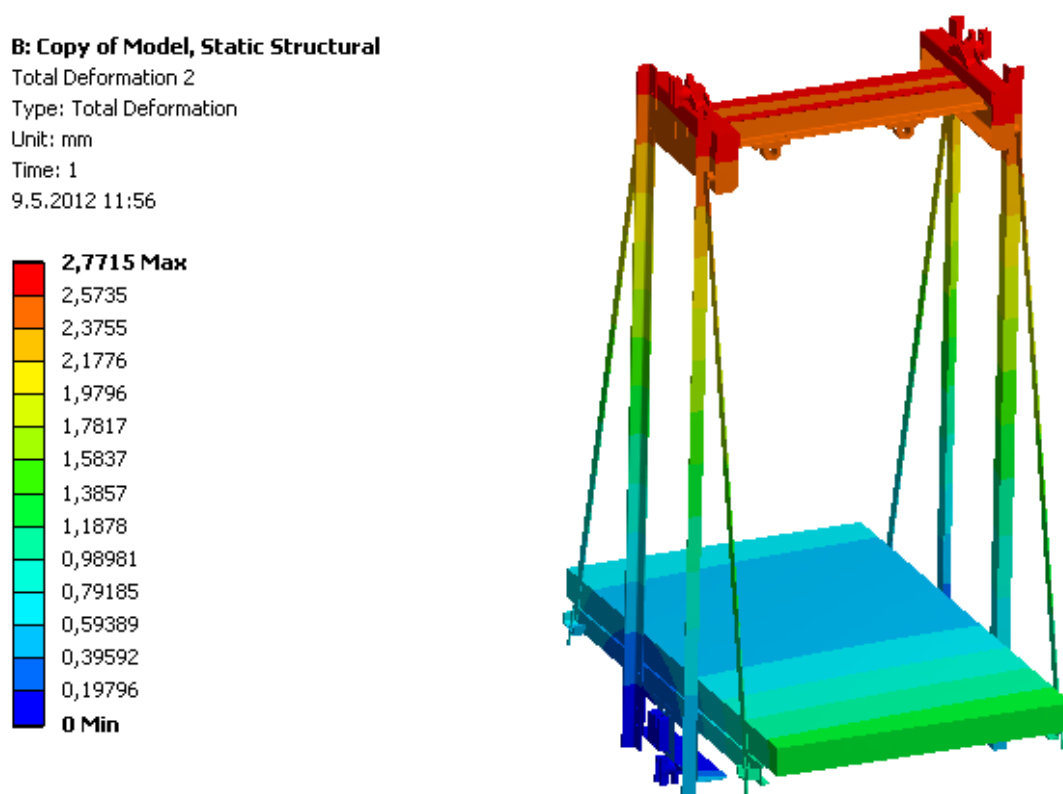


Obr. 6.12 – Výpočet dle metody Von – Mises



Obr. 6.13 – Detail nejvíce namáhaného místa

Hodnota největšího posunutí u této varianty se vyskytla v horní části výtahu, kde se nachází pouze kluzné uložení ve vodítkách klece. Hodnota tohoto posunutí o $x_{p2} = 2,4142$ mm. Nejmenší posunutí vznikne v oblasti zachycovačů.



Obr. 6.14 – Posunutí rámu klece u varianty 2

Přehled vypočítaných hodnot

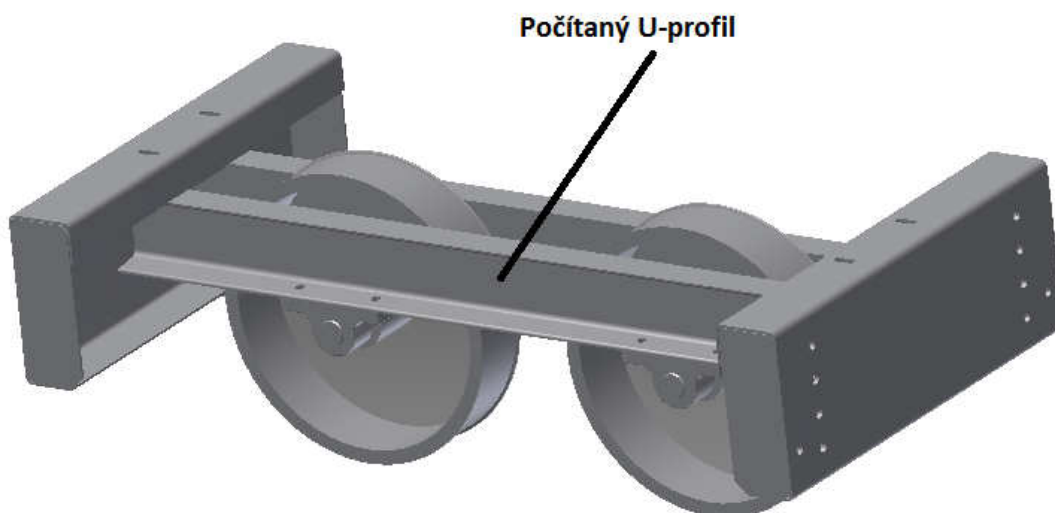
Přehled vypočítaných hodnot jsou uvedeny v tabulce (tab. 6.1).

	$\sigma_{max} [MPa]$	$x_p [mm]$
Varianta 1	43,793	2,4142
Varianta 2	238,36	2,7715

tab. 6.1 Porovnání výsledků

7 Pevnostní výpočet horního rámu

V této kapitole pevnostně zkontroluji U – profil, který se nachází v horní části části rámu klece (Obr. 6.1).



Obr.7.1 – Počítaný U – profil

K tomuto výpočtu budeme potřebovat sílu, která působí na jeden profil ve dvou místech, a to v místech, kde jsou umístěny čepové objímky. Nejprve si musíme vypočítat sílu, která působí na jeden čep.

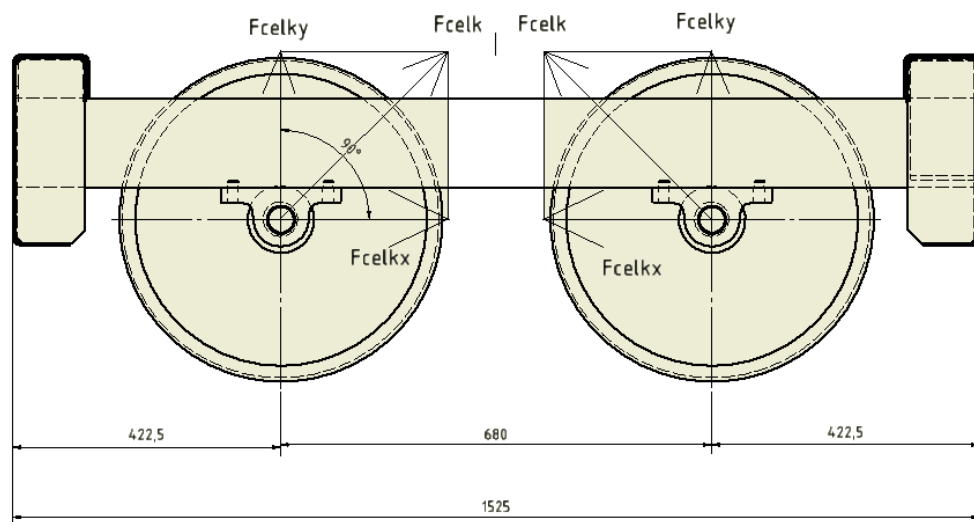
7.1 Výpočet působících sil

Výpočet síly působící na jeden čep:

$$F_{celky} = \frac{(P + Q) \cdot g}{2} [N] \quad (7.1)$$

$$F_{celky} = \frac{(1300 + 1600) \cdot 9,81}{2}$$

$$F_{celky} = 14224,5 \text{ N}$$



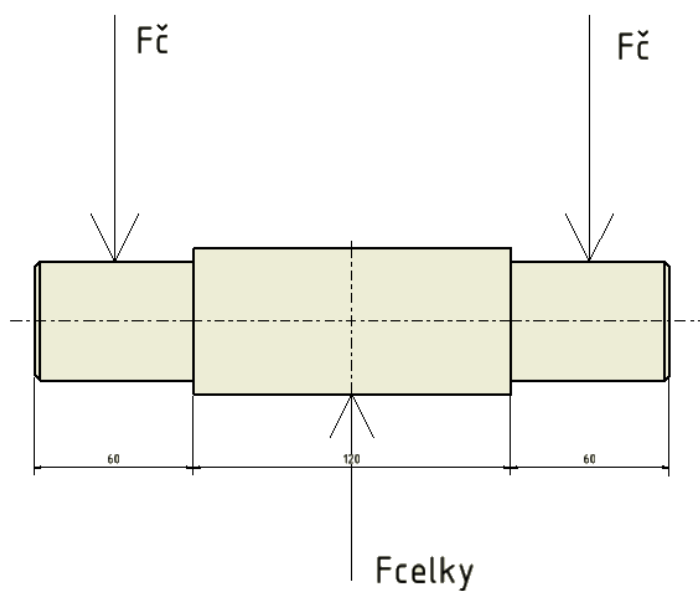
Obr. 7.2 – Působení sil

$$F_{celk} = \frac{F_{celky}}{\cos 45^\circ} [N] \quad (7.2)$$

$$F_{celk} = \frac{14224,5}{\cos 45^\circ}$$

$$F_{celk} = 20116,48 \text{ N}$$

Výpočet síly působící na jeden U - profil



Obr. 7.3 – Rozložení sil na čepu

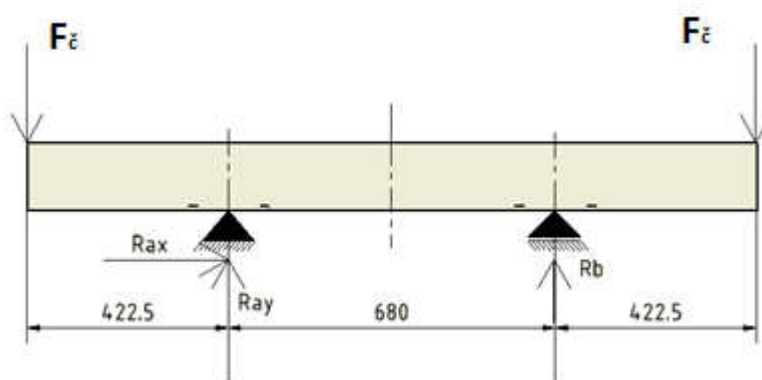
$$F_{\xi} = \frac{F_{celky}}{2} [N] \quad (7.3)$$

$$F_{\xi} = \frac{14224,5}{2}$$

$$F_{\xi} = 7112,25 \text{ N}$$

Kontrola U – profilu

U – profil se vypočítá jako nosník, kde na obou koncích jsou zatěžující síly F_{ξ} a v místě, kde jsou čepy pro kladky, jsem umístil vazbu pevnou a vazbu kluznou.



Obr. 7.4 – Rozložení sil na nosníku

Určení stupně statické určitosti

$$K_S = m - r = 3 - 3 = 0 \Rightarrow \text{staticky určitá úloha} \quad (7.4)$$

- $m=3 [-]$ -stupeň volnosti tělesa (konstrukce)
- $r=3 [-]$ -počet zrušených stupňů vazbami (vnějšími i vnitřními)

Výpočet reakcí k bodu A

$$-F_{\xi} \cdot 422,5 - R_b \cdot 680 + F_{\xi} \cdot 1102,5 = 0 \Rightarrow R_b \quad (7.5)$$

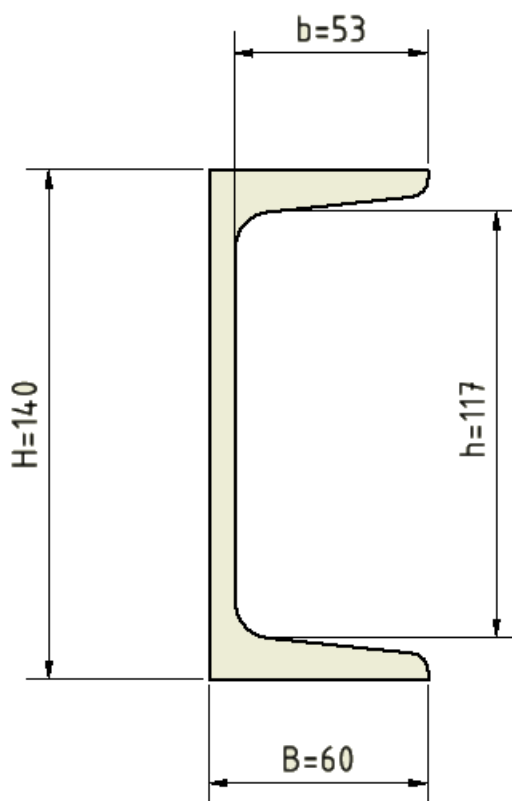
$$R_b = \frac{F_{\xi} \cdot 1102,5 - F_{\xi} \cdot 422,5}{680}$$

$$R_b = \frac{7112,25 \cdot 1102,5 - 7112,25 \cdot 422,5}{680} = 7112,25 \text{ N}$$

$$R_{ay} = 7112,25 \text{ N} \quad (7.6)$$

Výpočet modulu průřezu v ohybu:

Modul průřezu v ohybu W_o se vypočítá empirickým vzorcem, který je dán z tabulek [1]. Zvolil jsem si profil UE 140/B ČSN 42 5570 – 11 373.1, jehož rozměry jsou na obrázku 6.5.



Obr. 7.5 – Rozměry zvoleného U – profilu

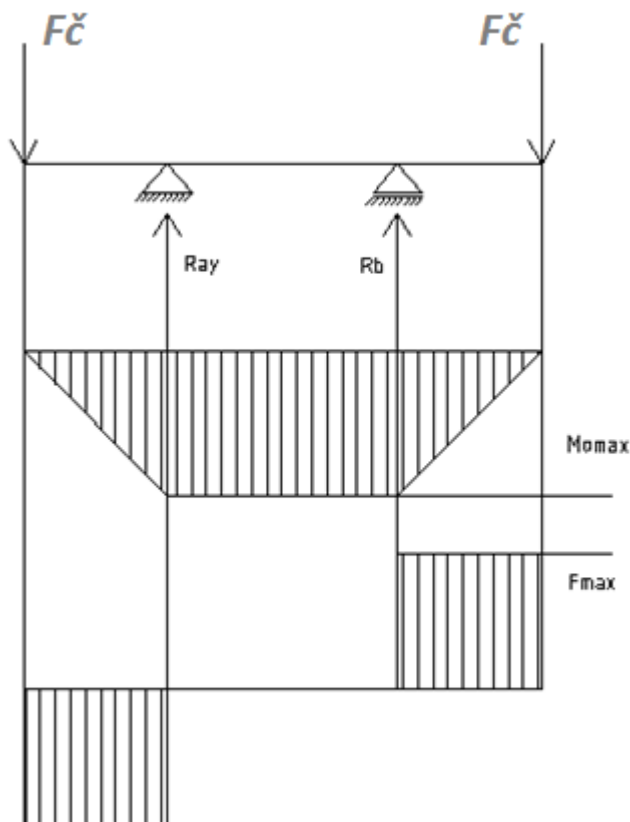
$$W_o = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{6 \cdot H} [m^3] \quad (7.7)$$

$$W_o = \frac{0,06 \cdot 0,140^3 - 0,053 \cdot 0,117^3}{6 \cdot 0,140}$$

$$W_o = 9,49 \cdot 10^{-5} m^3$$

7.2 Průběh sil a momentů na nosníku

Pomocí průběhu momentů zjistíme, kde je největší ohybový moment M_{omax} , který deformuje těleso (obr. 6.6)



Obr. 7.6 – Znázornění průběhu momentů a sil

$$M_{\text{omax}} = \frac{F_{\text{č}}}{2} \cdot 0,4225 \quad (7.8)$$

$$M_{\text{omax}} = \frac{7112,25}{2} \cdot 0,4225$$

$$M_{\text{omax}} = 1502,46 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\sigma = \frac{M_{\text{omax}}}{W_o} [\text{MPa}] \quad (7.9)$$

$$\sigma = \frac{1502,46}{9,49 \cdot 10^{-5}}$$

$$\sigma = 15,83 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí, které může v nosníku vzniknout, určíme z meze kluzu materiálu 11 373.1 s bezpečností $k_{dov}=5$.

$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{k_{dov}} [MPa] \quad (7.10)$$

$$\sigma_{dov} = \frac{186}{5}$$

$$\sigma_{dov} = 37,2 \text{ MPa}$$

Podmínka:

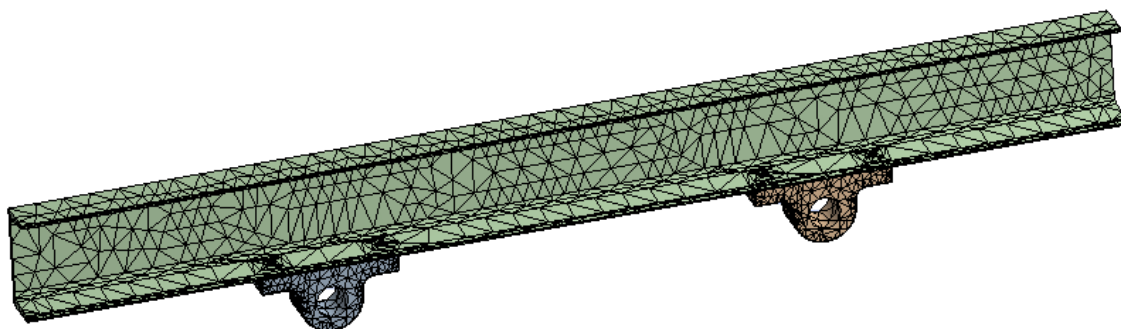
$$\sigma \leq \sigma_{dov} \quad (7.11)$$

$$15,83 \leq 37,2 \Rightarrow \text{podmínka vyhovuje}$$

Navržený U – profil UE 140/B ČSN 42 5570 – 11 373.1 vyhovuje.

7.3 MKP analýza U – profilu

U – profil jsem zkontroloval v programu ANSYS Workbench. Okrajové podmínky jsem u profilu zavedl dle obr. 6.4.



Obr. 7.7 – Vytvořená síť U – profilu

Parametry sítě

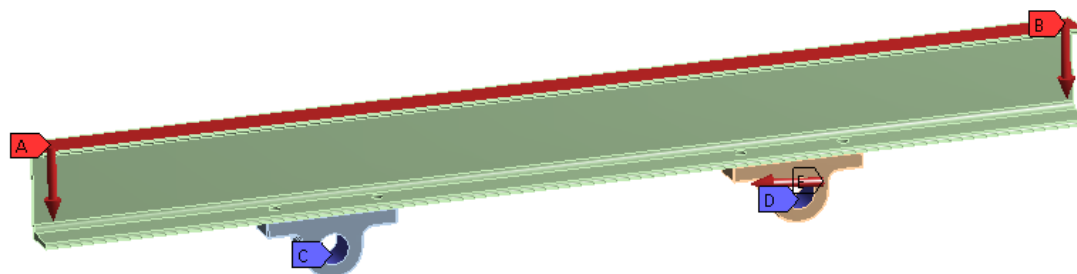
- Počet uzlů sítě: $N_{pus} = 19808 [-]$
- Počet prvků sítě: $N_{pps} = 9831 [-]$

Static Structural

Time: 1, s

14.5.2012 22:19

- A** Force: 7112,3 N
- B** Force 2: 7112,3 N
- C** Fixed Support
- D** Frictionless Support
- E** Force 3: 7112,3 N



Obr. 7.8 – Okrajové podmínky

Výsledky

Stejně jako v kapitole 6 jsem počítaný U – profil podrobil zkoušce hypotézou Von – Mises (obr. 7.6) a zkoušce největšího posunutí (obr. 7.7).

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

14.5.2012 22:21

46,953 Max

43,601

40,25

36,898

33,546

30,194

26,842

23,49

20,138

16,787

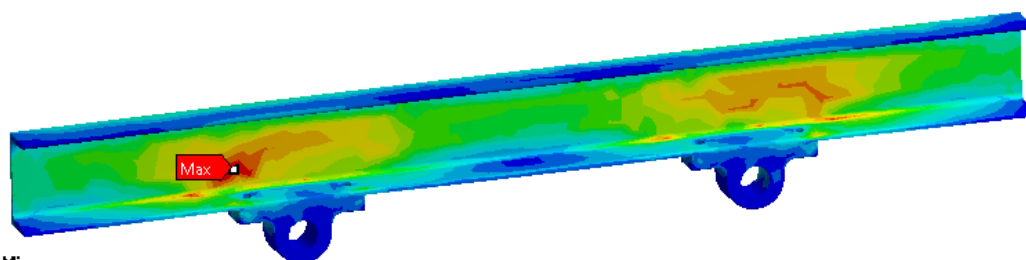
13,435

10,083

6,731

3,3792

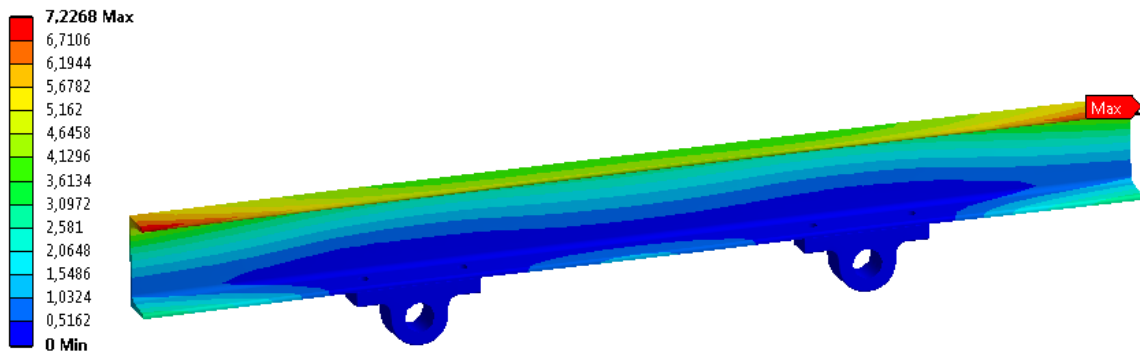
0,027339 Min



Obr. 7.9 – Napětí Von – Mises

Největší napětí u počítaného profilu se vyskytne v místě nad uchycení kladek výtahu a to $\sigma_{\max 3} = 46,953$ MPa.

Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1
 14.5.2012 22:23



Obr 7.10. –Posunutí

Největší posunutí se vyskytne v místech působení zátěžových sil. Hodnota posunutí $x_{p3}=7,2268$ mm.

Porovnání výsledků

Pro větší přehlednost jsem oba výsledky zahrnul do tabulky (tab. 7.1.). V tabulce je zahrnut výsledek analytické metody tak i výsledek z programu ANSYS Worknbench.

	σ [MPa]
Početní metoda	37,2
ANSYS Workbanch	46,953

Tab.7.1 Porovnání výsledků

Závěr

V této diplomové práci jsem se zabýval návrhem rámu elektrického lanového trakčního výtahu bez strojovny společnosti Liftmont CZ s.r.o.

V úvodu diplomové práce byl popsán historický vývoj, současný stav i navrhované budoucí koncepce vertikální dopravy. Dále byly popsány jednotlivé druhy výtahů, které se v současné době používají, kdy jsem se nejvíce věnoval elektrickému výtahu bez strojovny. U tohoto typu byly detailně rozebrány jeho hlavní prvky.

Výpočtem jsem zkontroloval trakční schopnost výtahu, jehož parametry byly dodány firmou Liftmont CZ s.r.o. Pro tento výtah jsem navrhl pohonnou jednotku a to synchronní bezpřevodový motor, který bude řízen frekvenčním měničem za použití šesti ocelových lan. Tyto lana byly zkontrolovány dle normy [5]. Pro rám klece i vyvažovací zařízení byly navrhnuty nárazníky a následně zkontrolovány. Pevnostně jsem zkontroloval rám klece výtahu v početním programu ANSYS Workbench. Rám jsem podrobil zkouškám na zjištění místa výskytu největšího napětí Von – Mises a zkoušce na největší posunutí celé konstrukce. Dále jsem početní metodou zkontroloval U – profil v horní části rámu výtahu, který jsem poté zkontroloval i v početním programu ANSYS Workbench. Oba tyto výsledky jsem porovnal.

Seznam použité literatury

a) Knižní publikace

- [1] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. 3. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2006. 914 s. ISBN 80-7361-033-7.
- [2] JANOVSKEÝ, L., DOLEŽAL, J. *Výtahy a eskalátory*. 1. vydání. SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1980. 695 s. ISBN L13 – E1 – IV -31f/22527.
- [3] JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.
- [4] POLÁK, J., SLÍVA, A. *Dopravní a manipulační zařízení III*. Ostrava: Ediční středisko VŠB - TU Ostrava, 2005. 133 s. ISBN 80-248-0963-X.

b) Použité normy

- [5] *Norma ČSN EN 81 – 1+A3 Bezpečnostní předpisy pro konstrukci a montáž výtahů (Část 1: Elektrické výtahy)*. Praha: ČNI, 1999.
- [6] *Norma ČSN ISO 4190 - 1 Zřizování elektrických výtahů (Část 1: Výtahy třídy I, II, III a IV)*. Praha: ČNI, 2005.
- [7] *Norma ČSN EN 12385 - 5 Ocelová drátěná lana - Bezpečnost (Část 5: Pramenná lana pro výtahy)*. Praha: ČNI, 2004.

c) Internetové zdroje

- [8] www.paternoster.archii.cz
- [9] www.otisworldwide.com
- [10] www.cad.cz
- [11] www.national-geographic.cz
- [12] www.odbornecasopisy.cz
- [13] www.svobodajiri.euweb.cz

- [14] www.modernipanelak.cz
- [15] www.triplex.cz
- [16] www.liftmont.cz
- [17] www.triplex.cz
- [18] www.embrno.cz
- [19] www.abs-portal.cz
- [20] www.comming.cz
- [21] www.ramanengg.tradeindia.com
- [22] www.ceu.construction.com
- [23] www.paternoster.archii.cz
- [24] www.tyma.cz
- [25] www.ziehl-abegg.com
- [26] www.wediss.com
- [27] Koncepce vesmírného výtahu. [online]. [cit. 2012-05-14]. Dostupné z: <http://www.czechnationalteam.cz/view.php?cisloclanku=2006010001>
- [28] Nejrychlejší výtah na světě. [online]. [cit. 2012-05-14]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Burd%C5%BE_Chal%C3%ADfa
- [29] Výtah. [online]. [cit. 2012-05-14]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/V%C3%BDtah>
- [30] Historie výtahů. [online]. [cit. 2012-05-14]. Dostupné z: http://www.triplex.cz/historie_vytahu.php

Seznam příloh

[A]	Rám klece	Sestavní výkres rámu klece
[B]	Spodní rám klece	Sestavní výkres spodního rámu klece
[C]	Horní rám klece	Sestavní výkres horního rámu klece
[D]	Bezpečnostový motor	Sestavní výkres motoru výtahu